

**ПРИРУЧНИК ЗА ОБУКУ  
ЕНЕРГЕТСКИХ МЕНАѢЕРА ЗА ОБЛАСТ  
ИНДУСТРИЈСКЕ ЕНЕРГЕТИКЕ**

**Србислав Генић  
Мирјана Стаменић  
Бранислав Живковић  
Борђе Чантрак  
Александар Николић  
Љиљана Брдаревић**

**Министарство рударства  
и енергетике Републике Србије**

**Универзитет у Београду  
Машински факултет**

**Назив књиге**

Приручник за обуку енергетских менаџера за област индустријске енергетике

**Аутори**

Проф. др Србислав Генић, дипл. инж. маш.  
Доц. др Мирјана Стаменић, дипл. инж. маш.  
Проф. др Бранислав Живковић, дипл. инж. маш.  
Доц. др Ђорђе Чантрак, дипл. инж. маш.  
др Александар Николић, дипл. инж. ел., научни сарадник  
мр Љиљана Брдаревић, дипл. екон.

**Рецензенти - Радна група Министарства рударства и енергетике**

Проф. др Милош Бањац, дипл. инж. маш.  
Антонела Солујић, дипл. инж. маш.  
Весна Родић, дипл. инж. маш.  
Александар Пуљевић, дипл. инж. маш.  
Проф. др Мирјана Лаковић Пауновић, дипл. инж. маш.  
Др Драган Урошевић, дипл. инж. маш.  
Растислав Крагић, дипл. инж. ел.  
Војиславка Шатрић, дипл. инж. техн.  
Биљана Млинар, дипл. прав.  
Драгана Јовић, дипл. екон.

**Лектор**

Наташа Лекић Марковић, проф. српског језика и књижевности

**Издавач**

Машински факултет Универзитета у Београду  
Краљице Марије 16, 11120 Београд 35, Србија

**За издавача**

Декан проф. др Радивоје Митровић, дипл. инж. маш.

**Главни и одговорни уредник**

Проф. др Милан Лечич, дипл. инж. маш.

Одобрено за штампу одлуком Декана Машинског факултета  
Универзитета у Београду, бр. 03/2017 од 02.02.2017. године

**Тираж**

60 примерака

**Штампа**

ПЛАНЕТА ПРИНТ, Рузвелтова 10, Београд

ИСБН 978-86-7083-931-1

---

Забрањено прештампавање или фотокопирање. Сва права задржава издавач и аутори.

## Предговор

Приручник је израђен у складу са програмом обуке за енергетске менаџере за област индустријске енергетике прописаним „Правилником о начину спровођења и садржини програма обуке за енергетског менаџера, трошковима похађања обуке, као и ближим условима, програму и начину полагања испита за енергетског менаџера“ (Сл. гласник РС 12/15). Тематске целине су урађене на бази докумената „Програм обуке за газдовање енергијом у индустрији“ и „Програм обуке за енергетске прегледе у индустрији“ развијеним од стране Агенције за енергетску ефикасност Републике Србије и LDK Consultants.

Приручник је у основи намењен полазницима курса, али могу га користити и други као основно средство за упознавање са проблематиком енергетског менаџмента. Сходно томе, приручник стоји на располагању инжењерима различитих дисциплина, као и студентима техничких факултета. Ознаке које су коришћене у приручнику су, у највећој могућој мери, усклађене са стандардом SRPS EN ISO 80000, осим случајева у којима се у инжењерској пракси користе другачије ознаке. На крају сваког поглавља дат је преглед литературе као путоказ читаоцу за самостално проширивање знања и списак основних питања ради провере стечених знања.

При изради текста, сматрали смо да читалац поседује основна знања из инжењерских дисциплина, односно физике и хемије, јер заснивање ових дисциплина није било могуће приказати на уобичајеном универзитетском нивоу због задатог обима и намене приручника. Услед тога су за одређене области (термодинамике, механике флуида, транспорта топлоте и супстанције) у тесту дати само основни појмови и везе, без улажења у детаљнија објашњења.

Појединачна поглавља су написали:

- поглавља 3, 5.1, 7 и 8 – Мирјана Стаменић;
- поглавља 4 и 6 – Србислав Генић;
- поглавља 9, 10 и 11 – Александар Николић;
- поглавља 12 и 13 – Ђорђе Чантрак;
- поглавља 14 и 15 – Бранислав Живковић;
- поглавље 16 – Љиљана Брдаревић;

док су поглавље 17 обрадили сви аутори. Поголавља 1 и 2 и одељак 5.2 су уз сагласност аутора преузета из Приручника за енергетске менаџере за област општинске енергетике, Програм Уједињених нација за развој (UNDP), Београд, јун 2016. и усклађена са потребама програма обуке за енергетске менаџере за област индустријске енергетике. У раду на поглављу 8 учествовао је и др Никола Танасић, дипл. инж. маш., са Машинског факултета у Београду.

Захваљујемо се Радној групи Министарства рударства и енергетике која је савесним прегледом рукописа и инвентивним сугестијама допринела квалитету приручника.

Фебруар 2017.

Аутори





## Садржај

1. Општи појмови и регулатива о енергетској ефикасности и систему енергетског менаџмента
2. Основне одредбе стандарда SRPS EN ISO 50001:2012
3. Енергетска ефикасност, индикатори енергетске ефикасности, енергетски преглед, прикупљање и анализа података, упоредна статистика
4. Начини приказивања потрошње енергије
5. Годишњи извештаји о остваривању циљева уштеде енергије и програм енергетске ефикасности у систему енергетског менаџмента
6. Основи топлотних операција
7. Основи сагоревања
8. Индустриски котлови, систем за дистрибуцију паре и поврат кондензата
9. Производња, пренос, дистрибуција и квалитет електричне енергије
10. Осветљење, електромотори и електромоторни погони
11. Управљање потрошњом електричне енергије и примена компензације реактивне снаге
12. Основи рада компресора и компоненти система за дистрибуцију компримованог ваздуха
13. Основи рада пумпи и вентилатора
14. Основи рада уређаја и опрема расхладних система
15. Индустриска вентилација и климатизација
16. Финансирање пројекта и неопходне анализе
17. Листа активности за побољшања енергетске ефикасности у индустријским системима
18. Међународни систем јединица – *Système International d'Unités* – SI
19. Годишњи извештај о остваривању циљева уштеде енергије за привредне друштва чија је претежна делатност у производном сектору и сектору трговине и услуга



## **1. ОПШТИ ПОЈМОВИ И РЕГУЛАТИВА О ЕНЕРГЕТСКОЈ ЕФИКАСНОСТИ И СИСТЕМУ ЕНЕРГЕТСКОГ МЕНАџМЕНТА**

Текст овог поглавља је, уз сагласност аутора, преузет из Приручника за енергетске менаџере за област општинске енергетике, Програм Уједињених нација за развој (UNDP), Београд, јун 2016. и усклађен са потребама програма обуке за енергетске менаџере за област индустријске енергетике.

### **1.1 ЕНЕРГЕТСКИ СЕКТОР СРБИЈЕ - ЗНАЧАЈ ЕНЕРГЕТИКЕ**

Енергетика је током последња два века била и остала покретач и кључни фактор економских промена и кичма привредног развоја сваке земље. Земље које су имале највећи економски раст и оствариле најбржи технолошки напредак, бележиле су највеће повећање и производње и потрошње енергије. Сви подаци и анализе и данас јасно показују да се потребе човечанства за енергијом из дана у дан повећавају, а све прогнозе указују на то да ће се и даље повећавати. Некадашње теорије о постепеном смањивању значаја енергетских ресурса, засноване на претпоставкама интензивног развоја технолошки високо софистицираних и енергетски све мање интензивних индустрија, показале су се као нетачне. Због тога не треба да чуди што је у читавом свету и даље на делу стратешко позиционирање држава, нација и компанија за приступ преосталим природним ресурсима, а посебно фосилним изворима енергије, нафти и гасу.

Истовремено са развојем енергетике засноване на фосилним горивима, постало је јасно да она представља сектор економије који има највећи негативни утицај на животну средину. Њена доминантна заснованост на фосилним изворима енергије представља реалну претњу по одрживост глобалних привредних токова. Необновљивост најкомерцијалнијих и најдоступнијих енергената данашњег света – угља, нафте и природног гаса – врло је битна карактеристика светске енергетике која утиче на одрживу будућност, односно на могућност садашњих генерација да остваре економски раст и развој, не ускраћујући ту могућност будућим генерацијама.

Све ово, као и значај енергетике за економски развој, а истовремено и њен негативни утицај на животну средину, наметнули су потребу за детаљну анализу и стратешко планирање развоја енергетике на различитим нивоима – целе планете (глобалном), великих регија, држава и локалних средина – и то са свих аспеката, како оних опште-развијних, технолошко-економских, тако и са аспекта екологије, социјалних аспеката итд.

## 1.2 ЕНЕРГЕТСКА ПОЛИТИКА СРБИЈЕ

Правно посматрано, а сагласно Закону о енергетици [1.1], енергетска политика и планирање развоја енергетике Србије дефинише се Стратегијом развоја енергетике, ближе разрађује Програмом остваривања Стратегије, а спроводи и реализује применом Закона о енергетици, Закона о ефикасном коришћењу енергије и подзаконских аката (уредбе, правилници итд.), који се доносе на основу ових закона и којима се заокружује правни оквир за њихово спровођење.

Енергетска политика Србије, у суштини, заснива се на основним стратешким постулатима који проистичу из основне улоге енергетског сектора сваке земље, што подразумева да се обезбеди сигурност и редовност снабдевања привреде и грађана одговарајућим енергентима; смањење увозне зависности; тежњу да се енергетски сектор у што већој мери учини одрживим, нарочито да има што мањи негативни утицај на животну средину.

Од 2000. године, ради реализације општег циља придруживања Европској унији, а нарочито од 2006. године када је Народна скупштина Републике Србије ратификовала Уговор о оснивању Енергетске заједнице<sup>1</sup> [1.2], односно од 2008. године када је ратификовала Споразум о стабилизацији и придруживању Републике

---

<sup>1</sup>Енергетска заједница (*Energy Community*) заснована је на уговору чије су потписнице, у тренутку настанка овог текста, Европска унија (ЕУ) с једне, и осам уговорних страна с друге стране: Република Албанија, Бивша Југословенска Република Македонија, Република Босна и Херцеговина, Косово\*, Република Молдавија, Република Србија, Република Црна Гора и Република Украјина.

**Уговор о Енергетској заједници** има за сврху да промовише инвестиције, економски развој, сигурност снабдевања енергијом и социјалну стабилност. Енергетска заједница, међутим, такође истиче и вредности као што су солидарност, узајамно поверење и мир. Постојање Енергетске заједнице, десетак година након завршетка ратних сукоба на Балкану, представља успех сам по себи. Енергетска заједница представља први заједнички институционални пројекат земаља Југоисточне Европе које нису чланице Европске уније.

Сврха постојања Енергетске заједнице испуњава се постизањем циљева који су везани за различите временске оквире.

**Краткорочни циљ Енергетске заједнице** је стварање отворених и транспарентних националних енергетских тржишта и стабилног тржишног и регулаторног оквира за њихово функционисање. Оваква тржишта треба да буду у стању да привуку инвестиције у областима као што су производња електричне енергије и изградња мрежне инфраструктуре. Уговор о енергетској заједници има за циљ да у кратком року обезбеди остваривање видљивих промена на националном нивоу.

**Средњорочни циљ енергетске заједнице** је да обезбеди интегрисање тржишта у региону, чиме би се омогућило несметано прекогранично трговање енергијом и обезбедило снабдевање енергијом уз уважавање климатских и социјалних аспеката. Уговор о Енергетској заједници има циљ да у средњем року обезбеди видљиве промене на регионалном нивоу.

**Дугорочни циљ Енергетске заједнице** је утапање регионалног тржишта енергије у јединствено унутрашње тржиште енергије Европске уније чиме би Енергетска заједница испунила сврху свог постојања. Уговор о Енергетској заједници има циљ да на дужи рок обезбеди видљиве промене на паневропском нивоу.

Србије Европској унији, започиње интензивни процес прилагођавања енергетског сектора и интеграције Републике Србије у енергетско тржиште Европске уније, а стратешки циљеви се полако окрећу општим стратешким циљевима Европске уније.

### **1.2.1 Стратегија развоја енергетике Републике Србије до 2025. године са пројекцијама до 2030. године**

Стратегија развоја енергетике Републике Србије до 2025. године са пројекцијама до 2030. године [1.3], израђена је сагледавањем постојеће структуре енергетског сектора и заснована је на енергетском билансу за 2010. годину као базној години [1.4], процени енергетских потреба Србије за период до 2030. године, заснованој на пројекцијама из Стратегије и политици развоја индустрије Републике Србије од 2011. до 2020. године [1.5], расположивим енергетским ресурсима, укључујући и потенцијале обновљивих извора енергије, пројекцији смањивања броја становника, просторном плану Републике Србије, као и уз уважавање свих обавеза Републике Србије које проистичу из Уговора о Енергетској заједници. Међу њима, као најзначајније, издвајају се обавезе које следе из Директиве о енергетској ефикасности у крајњој потрошњи и енергетским услугама (2006/32/ЕС) [1.6], према којој се Србија обавезала да у периоду од 2009. до 2018. године смањи потрошњу „финалне“ енергије за 9%. У области ОИЕ, Србија се обавезала да повећа удео обновљивих извора у укупној потрошњи енергије са 21,2% (колико је износио у 2009) на 27% у 2020. години (сходно Директиви о ОИЕ из 2009. године [1.7]), као и да у области климатских промена испуни обавезе о смањењу емисија загађујућих гасова и гасова са ефектом стаклене баште (сходно Директиви о индустријским емисијама [1.8] и Директиви о великим ложиштима [1.9]).

Препознавши да је рационалнијим односом према енергији, од сектора производње (трансформације), преко преноса (транспорта) и дистрибуције, све до сектора крајњих корисника енергетских услуга, могуће остварити значајне уштеде, Стратегијом се промовише енергетска ефикасност као „нови енергетски извор“, који може да допринесе остварењу и свих осталих стратешких циљева српске енергетике – повећању сигурности снабдевања енергијом, смањењу увозне зависности и смањењу негативних ефеката сектора енергетике на животну средину.

Дакле, с обзиром на предвиђену реиндустријализацију и привредни развој земље који ће неминовно довести до повећања потрошње енергије, стратешко опредељење Србије подразумева да се применом мера и поступака за повећање енергетске ефикасности достигну исте вредности индикатора енергетске ефикасности и потрошње енергије (енергетски интензитет) које имају земље Европске уније. Тиме би се и у овом сектору изједначила са високим стандардима земаља ЕУ, чиме би се обезбедили бољи полазни услови и већа конкурентност наше индустрије на европском тржишту.

### 1.2.2 Политика енергетске ефикасности и Енергетска заједница

Република Србија (РС) је 2006. постала чланица Енергетске заједнице ратификацијом Уговора о њеном оснивању [1.2], а у складу са својим главним циљевима у области енергетике – обезбеђивању сигурног снабдевања енергијом, повећању укупне ефикасности енергетског сектора, заштити животне средине и развоју обновљивих извора енергије (ОИЕ), као и општим циљем придруживања ЕУ. Србија јена тај начин преузела обавезу да још пре процеса отпочињања преговора о приступању ЕУ, током тзв. процеса придруживања и стабилизације, ради на усклађивању и прилагођавању свог енергетског сектора са европским стандардима и у енергетском сектору спроведе суштинске реформе усмерене на припрему тржишта за потпуну примену европских правила и учешће на јединственом европском енергетском тржишту, посредством примене директива ЕУ.

Слично као и у осталим енергетском областима, све потписнице Уговора су и у области енергетске ефикасности обавезне да следе политику земаља ЕУ. Тај је процес спроведен у неколико корака. Прво је било потребно постићи сагласност о условима под којима су поједине директиве ЕУ прихватљиве за потписнице Уговора, затим извршити преношење (транспонованье) одредби директива у национална законска или подзаконска акта, потом их примењивати и, коначно, започети са праћењем и потврђивањем (верификацијом) остварених резултата.

Након усаглашавања рокова о времену када ће отпочети спровођење појединих одредби, односно година од које ће почети да важе преузете обавезе, у домаће законодавство су пренете (имплементиране) следеће директиве које уређују област енергетске ефикасности:

- 1) Директива 2006/32/ЕЗ о енергетској ефикасности у крајњој потрошњи и енергетским услугама [1.6]<sup>2</sup>;
- 2) Директива 2010/31/ЕУ о енергетским карактеристикама зграда [1.10];
- 3) Директива 2010/30/ЕУ о навођењу потрошње енергије и других ресурса код производа који утичу на потрошњу енергије помоћу означавања и стандардних информација о производу [1.11].

Преношење одредби ових директива већим делом је извршено посредством два наша закона и то:

- 1) Закона о ефикасном коришћењу енергије [1.12];
- 2) Закона о планирању и изградњи [1.13],

---

<sup>2</sup> На нивоу Европске уније Директива 2006/32/ЕЗ замењена је Директивом 2012/27/ЕУ, али је директива 2006/32/ЕЗ за Републику Србију релевантна до краја 2017. године у погледу обавеза према Енергетској заједници; у плану је да се одредбе Директиве 2012/27/ЕУ транспонују у Закон о енергетици [1.1] и Закон о ефикасном коришћењу енергије [1.12].

као и кроз пратећу подзаконску регулативу и три Акциона плана за енергетску ефикасност Републике Србије.

Коначно, на последњем годишњем састанку Министарског савета Енергетске заједнице (октобра 2015), Србија је прихватила обавезе енергетске ефикасности које важе за Европску унију, односно обавезу имплементације нове Директиве 2012/27/ЕУ о енергетској ефикасности [1.14].

У овој се Директиви од чланова Енергетске заједнице захтева да усвоје механизме за уштеду енергије у компанијама које се баве дистрибуцијом и малопродајом енергије, да промовишу ефикасност у системима грејања и хлађења, као и когенерацију (комбиновану производњу електричне и топлотне енергије) и да примењују годишње планове, односно остварују годишње циљеве везане за реновирање зграда централне власти.

Потврда опредељености Републике Србије у погледу унапређења енергетске ефикасности исказана је и Првим акционим планом за енергетску ефикасност Републике Србије за период од 2010. до 2012. године према којем је Република Србија почела да спроводи мере енергетске ефикасности тако да до 2018. године смањи потрошњу финалне енергије за 0,752 Мтое што износи 9% у односу на потрошњу финалне енергије у референтној 2008. години. Према подацима који су прикупљени за потребе извештавања о резултатима спровођења Првог акционог плана за енергетску ефикасност у периоду од 2010. до 2012. године, остварено је око 81,5% планираних уштеда што је сасвим задовољавајући резултат имајући у виду да главни механизми за реализацију планираних уштеда нису били на снази у датом периоду.

Други акциони план за енергетску ефикасност Републике Србије за период од 2013. до 2015. године усвојен је од стране Владе РС 21. октобра 2013. У њему су планиране уштеде за период од 2013. до 2015. године, предвиђене на нивоу од 3,5% домаће потрошње финалне енергије у 2008. години (0,2952 Мтое). Сектор зградарства је препознат као један од највећих потрошача енергије, те је због тога и у Другом акционом плану предвиђено да се у оквиру сектора домаћинства и јавног и комерцијалног сектора (у којима преовладавају зграде) оствари уштеда од 0,1387 Мтое, што представља око 35% од укупних планираних уштеда за 2015. годину.

Закључком Владе од 29. децембра 2016. године усвојен је Трећи акциони план за енергетску ефикасност Републике Србије за период до 2018. године.

### **1.2.3 Закон о ефикасном коришћењу енергије**

Ради реализације стратешки зацртаних циљева и испуњења међународно преузетих обавеза, сходно Уговору о оснивању Енергетске заједнице, Народна скупштина Републике Србије је 15. марта 2013. године усвојила Закон о ефикасном коришћењу

енергије, којим се по први пут успоставља законодавни оквир којим се уређује област ефикасног коришћења енергије у Републици Србији.

Главни циљ овог закона јесте да се подржи рационално и одрживо коришћење енергије, чиме би се допринело сигурнијем снабдевању енергијом, повећању стопе запослености, конкурентности привреде и заштити животне средине.

Закон, као један од кључних механизма, уводи **Систем енергетског менаџмента (СЕМ)**, чији је циљ да обавезе велике потрошаче енергије и јавни сектор да рационално користе енергију и остваре уштеде енергије применом мера за које сматрају да ће донети максималне уштеде уз минимална улагања.

У Закону о ефикасном коришћењу енергије предвиђена је и обавеза енергетског означавања уређаја који посредно или непосредно утичу на потрошњу енергије приликом пласмана на тржиште. У сврху имплементације ове законске обавезе која следи из Директиве 2010/30/EУ, Влада Републике Србије усвојила је једну Уредбу, а Министарство рударства и енергетике почетком 2014. године донело је седам правилника о означавању енергетске ефикасности уређаја у домаћинству, док почетком 2017. године треба да буде донето још пет правилника за пет нових врста производа<sup>3</sup>.

На тај начин, почела је да важи обавеза означавања енергетске ефикасности производа тако што се купцима пружају обавезне типске информације о енергетској ефикасности и годишњој потрошњи енергије што ће им помоћи да се одлуче за куповину енергетски ефикаснијег и, у експлоатацији, јефтинијег производа.

Следећи, далеко рестриктивнији корак, биће учињен доношењем Правилника о техничким захтевима еко-дизајна за поједине врсте или групе производа, који ће омогућити повлачење производа са тржишта уколико не задовољавају постављене минималне захтеве у погледу енергетске ефикасности и потрошње енергије. Кроз прописе о еко-дизајну биће имплементирана Директива 2009/125/EЗ, познатија под називом „Директива о еко-дизајну“.

Закон о ефикасном коришћењу енергије има циљ и да подстакне стварање тржишта енергетских услуга које пружају специјализоване компаније (*ESCO – Energy Service Companies*), посебно услуге уговарања енергетског учинка. На тај начин се потрошачима из свих сектора омогућава да уговарају спровођење мера за унапређење енергетске ефикасности које спроводе и финансирају трећа лица (*ESCO* компаније) која гарантују уштеде и наплаћују се из остварених уштеда енергије, при чему наручилац услуге може, али не мора учествовати у инвестицији.

Министарство рударства и енергетике правилником је прописало моделе уговора о енергетским услугама за примену мера побољшања енергетске ефикасности у зградама и јавном осветљењу када се ради о корисницима из јавног сектора.

---

<sup>3</sup> На нивоу ЕУ, сваке године доноси се регулатива којом се обавеза означавања проширује на друге производе.



Поред тога, Законом о ефикасном коришћењу енергије, прописано је оснивање Буџетског фонда за унапређење енергетске ефикасности који се финансира из буџета РС, донација и кредита. Буџетски фонд почео је да ради 1. јануара 2014. године. У складу са законом, Влада сваке године уредбом утврђује програм финансирања активности и мера унапређења ефикасног коришћења енергије из средстава Буџетског фонда. Средства опредељена у буџету расподељују се на начин предвиђен правилником.

На основу Закона о ефикасном коришћењу енергије, Министарство је донело правилнике којима се прописује обавезујућа контрола система за грејање и система за климатизацију, као и ближе услове које испуњавају овлашћена правна лица која обављају контролу поменутих система.

Министарство је донело и правилник којим се прописују минимални критеријуми у погледу енергетске ефикасности у поступку јавне набавке добара. Правилником се предвиђа законска обавеза наручилаца да приликом спровођења јавних набавки одређених врста производа, у техничкој спецификацији, утврде минималне критеријуме за енергетску ефикасност производа који се набављају.

У Закону о ефикасном коришћењу енергије предвиђена је обавеза јединица локалне самоуправе (ЈЛС) да у тарифни систем за услуге даљинског грејања (као један од елемената за обрачун цене грејања) укључе измерену, односно стварно предату количину топлотне енергије, а на основу Закона о енергетици (члан 362), Влада доноси методологију за одређивање цене снабдевања крајњег купца топлотном енергијом.

У складу са тим, Министарство је припремило а Влада донела уредбу којом се прописује методологија за одређивање цене снабдевања крајњег купца топлотном енергијом.

Према Закону о ефикасном коришћењу енергије, минималне захтеве енергетске ефикасности морају да испуњавају нова и ревитализована постројења за производњу електричне и топлотне енергије, системи за пренос електричне енергије, односно системи за дистрибуцију електричне и топлотне енергије, као и системи за транспорт и дистрибуцију природног гаса, у зависности од врсте и снаге тих постројења, односно величине система. Ове минималне захтеве енергетске ефикасности треба ближе да пропише Влада уредбом коју припрема Министарство рударства и енергетике.

Закон о ефикасном коришћењу енергије и одговарајућа подзаконска акта могу се преузети на линку <http://www.mre.gov.rs/dokumenta-efikasnost-izvori.php>.

#### **1.2.4 Закон о планирању и изградњи**

Законом о планирању и изградњи [1.13] прописано је да зграде у зависности од врсте и намене, морају бити пројектоване, изграђене, коришћене и одржаване на начин којим се обезбеђују прописана енергетска својства, која се утврђују издавањем

сертификата о енергетским својствима зграда, а који издаје овлашћена организација. На тај начин, у овај закон и правни систем Републике Србије, делимично је пренета Директива 2010/31/EУ о енергетским карактеристикама зграда. Даља разрада обавеза из ове Директиве спроведена је усвајањем:

- 1) Правилника о енергетској ефикасности зграда [1.15], којим се ближе прописују енергетска својства и начин израчунавања топлотних својстава зграда, као и енергетски захтеви за нове и постојеће зграде;
- 2) Правилника о условима, садржини и начину издавања сертификата о енергетским својствима зграда [1.16];
- 3) Правилника о условима, програму и начину полагања стручног испита у области просторног и урбанистичког планирања, израде техничке документације и грађења [1.17];
- 4) Правилника о условима и поступку за издавање и одузимање лиценце за одговорног урбанисту, пројектанта, извођача радова и одговорног планера [1.18].

### 1.3 СИСТЕМ ЕНЕРГЕТСКОГ МЕНАѢМЕНТА

Систем енергетског менаѢмента (СЕМ) представља систем организованог управљања енергетским токовима од места производње енергије, преко процеса преноса и дистрибуције, па све до потрошње у смислу оптимизације и рационализације. Систем обухвата широк скуп регулаторних, организационих, подстицајних, техничких и других мера и активности које у оквирима својих овлашћења утврђују и спроводе субјекти овог система: Влада, министарство надлежно за послове енергетике, обвезници система енергетског менаѢмента, енергетски менаѢери и овлашћени енергетски саветници. Овим се системом, кроз организовано праћење свих процеса у ланцу трансформације енергије, њихово сагледавање и анализу са аспекта различитих квантитативних и квалитативних параметара, стварају услови за идентификацију енергетски најслабијих карика и за предузимање одговарајућих мера и активности за њихово отклањање.

Обвезници система енергетског менаѢмента (обвезници система) су: привредна друштва која имају већу потрошњу од прописане потрошње, јединице локалне самоуправе (ЈЛС)<sup>4</sup> са више од 20.000 становника, органи државне управе<sup>5</sup> и други органи Републике Србије, органи аутономне покрајине<sup>6</sup> и јавне службе које користе објекте у јавној својини.

---

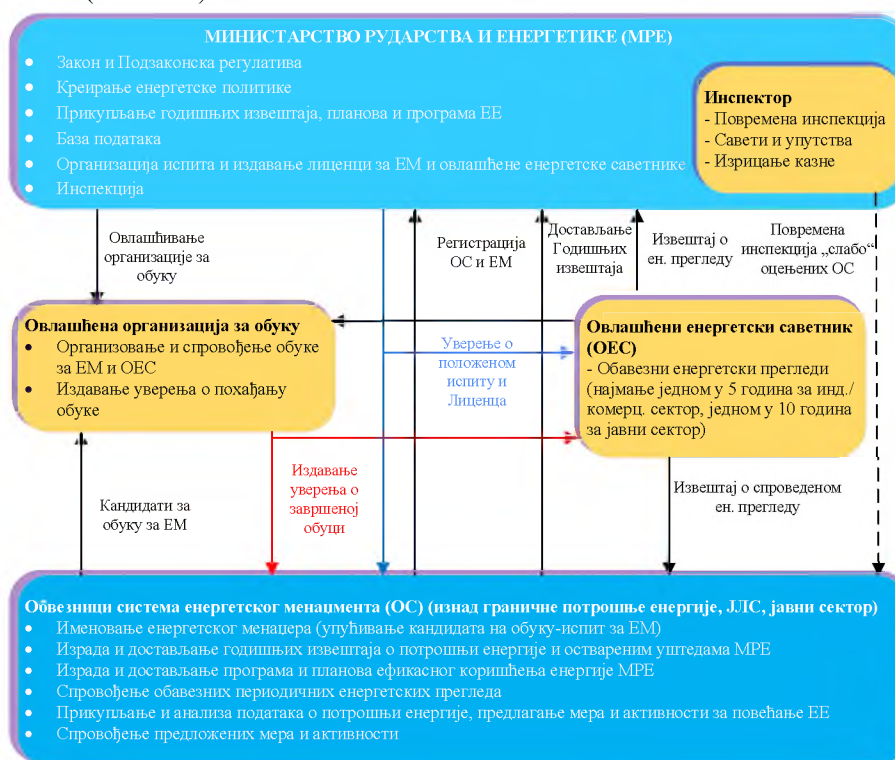
<sup>4</sup> Локална самоуправа остварује се у општини, граду и граду Београду, члан 3. Закона о локалној самоуправи.

<sup>5</sup> Министарства, органи управе у саставу министарстава и посебне организације, члан 1. Закона о државној управи, Сл. гласник РС, бр. 79/05, 101/07, 95/10 и 99/14

<sup>6</sup> Статут Аутономне Покрајине Војводине, Сл. лист АП Војводине, бр. 17/09

Остваривањем уштеда енергије и смањивањем трошкова за утрошену енергију код обвезника система, СЕМ доприноси повећању конкурентности привредних друштава, ослобађању средстава из буџета намењених за трошкове енергије, смањењу негативних утицаја енергетског сектора на животну средину и, опште узев, повећању сигурности и квалитета снабдевања енергијом.

У складу са одредбама Закона о ефикасном коришћењу енергије [1.12], СЕМ је у Србији организован у међусобно усклађеном раду субјеката система, односно Владе Републике Србије, министарства задуженог за послове енергетике<sup>7</sup>, обвезника система енергетског менаџмента, енергетских менаџера и овлашћених енергетских саветника (слика 1.1).



Слика 1.1 Шематски приказ СЕМ-а у Србији

<sup>7</sup> Министарство рударства и енергетике до 2011, Министарство за инфраструктуру и енергетику од 2011. до 2012, Министарство енергетике, развоја и заштите животне средине од 2012. до средине 2013. године, а затим поново Министарство рударства и енергетике

Иако по хијерархијском нивоу највиша позиција у овом систему припада Влади, главну оперативну улогу у функционисању СЕМ-а на страни државе има министарство задужено за послове енергетике (сада Министарство рударства и енергетике, у даљем тексту Министарство). Разлог лежи у чињеници да Влада као субјект система енергетског менаџмента на предлог Министарства доноси прописе у области ефикасног коришћења енергије, попут Уредбе о утврђивању граничних вредности годишње потрошње енергије обвезника СЕМ-а [1.19] и акционих планова за енергетску ефикасност Републике Србије којима се дефинишу индикативни национални циљеви уштеде енергије.

Министарство спроводи и прати функционисање и реализацију циљева система енергетског менаџмента. Министарство доноси све подзаконске акте за спровођење Закона о ефикасном коришћењу енергије, осим оних које доноси Влада, и припрема измене и допуне закона. Министарство прикупља годишње извештаје обвезника система енергетског менаџмента, организује обуку и полагање испита за енергетског менаџера и овлашћеног енергетског саветника, издаје лиценце енергетског менаџера и овлашћеног енергетског саветника лицима која су успешно завршила обуку и положила испит, води регистре лиценцираних енергетских менаџера и овлашћених енергетских саветника, води базу података од значаја за праћење спровођења система, прикупља податке о енергетским прегледима спроведеним од стране овлашћених енергетских саветника. Коначно, Министарство врши инспекцијски надзор над спровођењем одредаба закона о систему енергетског менаџмента и прописа донетих на основу закона посредством енергетског инспектора и инспектора опреме под притиском. Инспектори ће путем инспекцијске провере података које обвезници достављају вршити контролу рада енергетских менаџера и испуњавања обавеза од стране обвезника СЕМ-а.

Министарство је на основу закона правилником прописало услове које мора да испуњава организација која обавља послове обуке енергетских менаџера и овлашћених енергетских саветника. На основу правилника, спроведен је јавни позив за избор организације за обуку, а на основу резултата јавног позива, Министарство је дало овлашћење Машинском факултету Универзитета у Београду за обављање послова обуке.

Правилником који се односи на обуку и испит за енергетског менаџера, Министарство је прописало начин спровођења обуке, садржину програма за теоријску и практичну обуку, висину и начин плаћања трошкова обуке, као и ближе услове полагања испита за енергетског менаџера [1.21].

Другу најважнију улогу у функционисању СЕМ-а, као главни носиоци и реализатори мера и активности који ће допринети уштеди енергије, имају његови обвезници. Сходно члану 16. Закона о ефикасном коришћењу енергије, обвезници система енергетског менаџмента су:

- 1) привредна друштва чија је претежна делатност у производном сектору, ако користе више енергије од количине коју пропише Влада;
- 2) привредна друштва чија је претежна делатност у сектору трговине и услуга, ако користе више енергије од количине коју пропише Влада;
- 3) привредна друштва чија је претежна делатност у производном сектору, која не спадају у обвезнике система из тачке 1) овог члана, а поседују објекте који у збиру користе више енергије од количине прописане у тачки 2) овог члана;
- 4) органи државне управе и други органи Републике Србије, органи аутономне покрајине, органи јединица локалне самоуправе са више од 20000 становника, као и друге јавне службе које користе објекте у јавној својини.

Министарство је припремило, а Влада Србије донела Уредбу о утврђивању граничних вредности годишње потрошње енергије на основу којих се одређује која привредна друштва су обвезници система енергетског менаџмента, годишњих циљева уштеде енергије и обрасца пријаве о оствареној потрошњи енергије [1.19].

Путем Уредбе, Влада је утврдила граничне вредности годишње потрошње енергије на основу којих се одређује која привредна друштва су обвезници система енергетског менаџмента. Према Уредби, привредна друштва су обвезници система уколико на најмање једној локацији, која се води на посебној адреси, имају објекте за обављање делатности чија је остварена годишња потрошња примарне енергије већа од следећих граничних вредности потрошње енергије:

- 1) 2.500 toe (104,67 TJ или 29,08 GWh) годишње за привредна друштва чија је претежна делатност у производном сектору и која обављају делатности наведене у Сектору А - F Уредбе о класификацији делатности [1.24];
- 2) 1.000 toe (41,87 TJ или 11,63 GWh) годишње за привредна друштва чија је претежна делатност у сектору трговине и услуга и која обављају делатности наведене у Сектору G-N и P-S Уредбе о класификацији делатности [1.24];.
- 3) Привредна друштва чија је претежна делатност у производном сектору, која не спадају у обвезнике система из тачке 1) су обвезници система уколико им је годишња потрошња примарне енергије у свим објектима које поседују у збиру већа од 1.000 toe (41,87 TJ или 11,63 GWh).

Према Уредби, локацију чине сви објекти за обављање делатности обвезника система који се налазе на истој адреси, а чија годишња потрошња примарне енергије у збиру прелази граничне вредности прописане потрошње енергије

Уредбом је прописан образац за пријављивање годишње потрошње енергије. Привредна друштва, на прописаном образцу, подносе пријаву о годишњој потрошњи енергије Министарству које на основу поднетих пријава утврђује која су привредна друштва обвезници система.

Уредбом је прописан и годишњи циљ уштеде енергије за све обвезнике система у текућој календарској години на нивоу од 1% у односу на остварену потрошњу примарне енергије у претходној календарској години.

Привредна друштва, установе и предузећа као јавне службе, који су обвезници система и имају најмање две локације, остварују годишњи циљ уштеде енергије засебно на свакој локацији.

Према Уредби, јединице локалне самоуправе са више од 20.000 становника остварују прописани годишњи циљ уштеде енергије у објектима за које плаћају трошкове енергије (службене зграде, пословне просторије, објекти у јавној својини које користе установе или друге јавне службе основане од стране јединице локалне самоуправе и др.)

Органи државне управе и други органи Републике Србије, као и органи аутономне покрајине остварују прописани годишњи циљ уштеде енергије у објектима чија је површина појединачно већа од 2000 m<sup>2</sup> за које ти органи плаћају трошкове енергије. Уколико су одржавање и инвестиционо-технички послови на објектима које користе наведени органи, поверени посебном органу или организацији Републике Србије (односно аутономне покрајине), тај орган (односно организација) постаје обвезник система. Овде се, пре свега, мисли на Управу за заједничке послове републичких органа и Управу за заједничке послове покрајинских органа, којима је поверено одржавање бројних објеката које користе органи Републике Србије, одн. Аутономне Покрајине Војводине.

Јавне службе које користе објекте у јавној својини могу бити установе које обављају делатности у области образовања, науке, културе, здравствене заштите и др., или предузећа која обављају делатности у области ПТТ саобраћаја, енергетике, путева, комуналних услуга и другим областима. Према Уредби, установе које користе објекте у јавној својини остварују годишњи циљ уштеде енергије у објектима за које те установе плаћају трошкове енергије и који на најмање једној локацији троше више од 1.000 тое годишње. Ако имају такве објекте, установе у текућој календарској години остварују циљ уштеде енергије у износу од 1% од остварене потрошње примарне енергије у претходној календарској години. Предузећа као јавне службе која користе објекте у јавној својини, према Уредби остварују годишњи циљ уштеде енергије у објектима за које плаћају трошкове енергије и који на најмање једној локацији троше више од 2.500 тое годишње. Ако имају такве објекте, предузећа у текућој календарској години остварују циљ уштеде енергије који износи 1% од остварене потрошње примарне енергије у претходној календарској години.

Према истраживању спроведеном 2011, а поновљеном 2015. године [1.22], прописану граничну потрошњу премашује око 100 привредних субјеката чија је претежна делатност у производном сектору, као и 20 привредних друштава са претежном делатношћу у сектору трговине и услуга. Према томе, очекује се да ће у првој фази<sup>8</sup> увођења СЕМ-а по критеријуму потрошње енергије бити око 120

<sup>8</sup> Са уходавањем СЕМ-а створиће се могућност да се у њега укључи и већи број привредних субјеката, што ће се остварити смањивањем граничне вредности потрошње.

обвезника. Ових 120 обвезника, у укупном билансу потрошње енергије у индустријском и сектору трговине и услуга, учествују са преко 75%. То значи да ће, без обзира на овај релативно мали број обвезника, њиховим укључивањем у СЕМ бити могуће пратити, контролисати и управљати (у смислу уштеде енергије) готово целокупним токовима енергије у оба сектора.

Подаци пописа становништва спроведеног 2011. године указују на то да ће 111 ЈЛС у Републици Србији бити укључено у СЕМ. Изражено у процентима броја становника ЈЛС, Системом енергетског менаџмента биће обухваћено готово 90% становништва.

Претходна два „велика” процента учешћа у потрошњи енергије јасно указују на то да ће велики привредни субјекти у сектору производње и сектору трговине и услуга, заједно са ЈЛС, чинити окосницу спровођења и остваривања жељених резултата СЕМ-а. Преостали обвезници СЕМ-а, у које спадају органи државне управе, други органи Републике Србије, органи аутономне покрајине и установе имају знатно мање учешће у укупној потрошњи енергије. Ипак, ови обвезници из јавног сектора имају важну улогу у давању позитивног примера како се треба опходити према енергији, те је из тог разлога њихово место у СЕМ-у незаобилазно.

Према Закону о ефикасном коришћењу енергије, сви обвезници система једном годишње достављају министарству надлежном за послове енергетике годишњи извештај о остваривању циљева уштеде енергије, и то до 31. марта текуће године за претходну годину. Као што смо рекли, годишњи циљ уштеде енергије обвезника система дефинисан је Уредбом за текућу календарску годину на нивоу од 1% остварене потрошње примарне енергије у претходној календарској години. Министарство је донело Правилник о обрасцу годишњег извештаја о остваривању циљева уштеде енергије којим су прописани обрасци на којима обвезници система подносе Министарству годишњи извештај о остваривању циљева уштеде енергије.

Важно је истаћи да привредни субјекти који троше мање од прописане граничне годишње потрошње енергије и ЈЛС са мање од 20 000 становника, иако немају законску обавезу, могу постати обвезници СЕМ-а уколико донесу одговарајућу одлуку препознавши позитивна решења које нуди укључивање у СЕМ.

### 1.3.1 Обавезе обвезника СЕМ-а

У складу са Законом о енергетској ефикасности обвезници СЕМ-а именују потребан број енергетских менаџера, а правилницима о условима за именовање енергетских менаџера [1.23], прописани су ближи услови за именовање енергетских менаџера, у зависности од врсте обвезника система и програма обуке који је завршио енергетски менаџер.

Према закону, за енергетског менаџера може бити именовано лице које је положило испит и добило лиценцу за енергетског менаџера. Осим обавезе да именују потребан број енергетских менаџера, обвезници СЕМ-а дужни су да:

- реализују планирани циљ уштеде енергије који доноси Влада;

- донесу програм и план енергетске ефикасности;
- спроводе мере за ефикасно коришћење енергије предвиђене програмом, односно планом енергетске ефикасности и
- Министарству достављају годишње извештаје о остваривању годишњег циља уштеде енергије, односно мера и активности садржаних у програму и плану;
- спроводе обавезне периодичне енергетске прегледе и то привредна друштва која су обвезници СЕМ-а једном у пет година, а обвезници из јавног сектора једном у десет година за објекте чија је површина већа од 500 m<sup>2</sup>;
- преузимају друге активности и мере у складу са законом.

Обвезници система имају обавезу да једном годишње, до 31. марта текуће за претходну календарску годину, достављају Министарству извештаје о остваривању циљева уштеде енергије на обрасцима који су прописани Правилником о обрасцу годишњег извештаја о оставривању циљева уштеде енергије. У извештајима треба да опишу степен реализације планова и програма, као и циља уштеде који је у Уредби дефинисала Влада. Извештаји ће се попуњавати путем веб-апликације у оквиру базе података коју води Министарство. Обвезници система који имају локације достављају Министарству годишње извештаје о остваривању циља уштеде енергије за сваку локацију понаособ.

**Табела 1.1** Врсте, критеријуми за идентификовање обвезника у првој фази СЕМ-а

Категорија	Сектор	
Индустрија	Индустријски сектор и сектор рударства	2 500 toe/год по локацији
	Сектор трансформације, преноса, дистрибуције енергије (електрична, топлотна, рафинерије)	
Објекти (Зграде)	Комерцијални сектор, пословне зграде, тржни центри и установе које користе објекте у јавној својини (школе, болнице, спортски центри и др.)	1 000 toe/год по локацији
ЈЛС	Сви објекти за које ЈЛС плаћају трошкове енергије, као и објекти које користе јавне службе (установе и предузећа) основане од ЈЛС које не прелазе граничну потрошњу	Више од 20 000 становника
Органи државне управе, други органи Републике Србије и органи аутономне покрајине	Сви објекти које користе органи и за које плаћају трошкове енергије, са појединачном површином већом од 2000 m <sup>2</sup>	службене зграде, пословне просторије > 2000 m <sup>2</sup>
Јавне службе које користе објекте у јавној својини	Установе које на најмање једној локацији троше више од 1000 toe и предузећа која на најмање једној локацији троше више од 2.500 toe	установе: 1000 toe/год предузећа: 2.500 toe/год

\* Предузећа као јавне службе обављају делатност у области: ПТТ саобраћаја, енергетике, путева, комуналних услуга



### 1.3.2 Енергетски менаџери

Иако Закон о енергетској ефикасности као обвезнике СЕМ-а препознаје објекте, ЈЛС, привредна друштва, установе и предузећа као јавне службе, и њима прописује обавезе везане за уштеду енергије, доношење годишњих извештаја, програма и плана енергетске ефикасности, спровођење периодичних енергетских прегледа итд., стварни носиоци активности којима ће реализовати ове обавезе јесу енергетски менаџери. Да би енергетски менаџери били способни да реализују све обавезе обвезника СЕМ-а, потребно је да поседују одговарајућа стручна знања и вешине.

Због различитости ових знања и вешина, у складу са Правилником о начину спровођења обуке, организују су три врсте обуке. За потребе привредних субјеката (привредних друштава и предузећа као јавних служби) чија је претежна делатност у производном сектору (индустрија) предвиђена је **обука за енергетске менаџере за област индустријске енергетике**, за ЈЛС као обвезнике система предвиђена је **обука за енергетске менаџере за област општинске енергетике**, а за обвезнике система из јавног сектора (државни органи, други органи Републике Србије, органи аутономне покрајине и установе као обвезници СЕМ-а) предвиђена је **обука за енергетске менаџере за област енергетике зграда**.

Сходно Правилнику о начину спровођења обуке [1.21], обука за све врсте енергетских менаџера се састоји од два дела. Први део, у зависности од врсте обуке, обухвата теоријску, практичну и обуку у коришћењу специјализованих софтвера, док други део обухвата израду плана и програма енергетске ефикасности и годишњег извештаја обвезника СЕМ-а.

Први део обуке траје 6 дана, у току којих се може одржати највише 7 часова дневно у трајању од по 45 минута, док други део обуке подразумева менторски рад са полазником обуке и не може да траје дуже од месец дана.

Теоријска обука подразумева класична предавања, практични део обуке, практичне вежбе у лабораторији са мерном опремом и лабораторијском опремом утврђеном у Правилнику о условима у погледу кадрова, опреме и простора организације за обуку [1.20]. Рад на рачунарима подразумева интерактивни рад, обуку у коришћењу софтвера „Информациони систем за енергетски менаџмент“, као и других специјализованих софтвера.

Провера стечених знања полазника врши се након одслушане теоријске, практичне и обуке за коришћење специјализованих софтвера, при чему полазници морају да испуне услов присуствовања на часовима обуке утврђене Правилником о начину спровођења обуке. Провера знања из практичне обуке спроводи се на лабораторијској опреми, а провера знања за коришћење специјализованих софтвера на рачунару, чиме се завршава први део обуке.

Међу важним и неопходним знањима која ће полазници курса за енергетске менаџере морати да стекну, свакако су и знања која се односе на припрему програма и плана енергетске ефикасности и годишњих извештаја о остваривању циља уштеде енергије

обвезника СЕМ-а. Програми и планови заузимају кључно место у раду менаџера и једну од основних обавеза обвезника СЕМ-а. Због тога је други део обуке посвећен изради програма, плана и годишњег извештаја обвезника СЕМ-а, које полазници обуке треба да израде уз помоћ ментора према задатку који одреди ментор.

Коначно, након успешно завршене обуке, тј. успешно завршене провере знања и израђеног и од стране ментора одобреног програма, плана и годишњег извештаја обвезника СЕМ-а, полазници обуке полажу испит за енергетског менаџера. Испит се полаже израдом теста који се вреднује са највише 100 бодова. Сматра се да је кандидат положио испит ако је на тесту остварио најмање 70 бодова.

Министарство издаје одговарајућу лиценцу енергетског менаџера лицима која положе стручни испит и испуњавају друге законом предвиђене услове за издавање лиценце. Министарство води регистар лиценцираних енергетских менаџера.

### 1.3.3 Обука за енергетске менаџере за област индустријске енергетике

Да би енергетски менаџер за област индустријске енергетике био способан да реализује обавезе које Закон о енергетској ефикасности прописује привредним друштвима, установама и предузећима као јавним службама, као обвезницима СЕМ-а, а што је још важније, да препозна и спроведе мере које ће у крајњем исходу смањити непотребну потрошњу енергије, потребно је да:

- 1) добро познаје индустријске процесе у предузећу (привредном друштву, установи и предузећу као јавној служби);
- 2) има одговарајућа техничка знања о опреми и уређајима и техничким системима која се користе у предузећу (нпр. котлови, пећи, размењивачи топлоте, системи за дистрибуцију паре или компримованог ваздуха, потрошачима електричне енергије, система за освету, хлађење итд.) и другим чиниоцима који утичу на ефикасност коришћења енергије;
- 3) има знања и одговарајуће способности да прикупи и анализира податке у вези са коришћењем енергије, као и да их интерпретира у погодној форми, а нарочито да направи енергетски биланс предузећа;
- 4) зна које су то мере енергетске ефикасности и како их треба спровести;
- 5) да познаје законе и подзаконске акте из области енергетике, заштите животне средине, ефикасног коришћења енергије, а који се односе на рад предузећа;
- 6) има знања о основним економским законитостима и способност да их примени у пословању предузећа;
- 7) познаје одредбе из стандарда SRPS EN ISO 50001:2012 који прописује како се у неком предузећу или организацији могу успоставити и одржати системи контроле и управљања који треба да обезбеде побољшања у погледу смањења потрошње енергије, повећања енергетске ефикасности и начина коришћења енергије;

Такође пожељно је да енергетски менаџер:

- 8) разуме начин пословања предузећа и може реално да сагледа улоге коју енергија има у предузећу у односу на друге елементе, као што су сировине, капитал и радна снага;
- 9) има способност добре комуникације и интеракције како са руководством предузећа, тако и са извршиоцима и радницима на одржавању;
- 10) способност да координира и контролише активности приликом спровођења мере ЕЕ
- 11) способност добре процене како би знао када да тражи додатну помоћ у решавању проблема (од консултаната или испоручилаца опреме).

Уз поседовање ових знања, вештина и способности енергетски менаџер би требало да буде способан да спроводи све неопходне активности и радње које ће допринети и смањивању потрошње енергије и извршавању обавезе које Закон о енергетској ефикасности прописује привредним друштвима, установама и предузећима као јавним службама, као обвезницима СЕМ-а. Те активности и радње пре свега се односе на:

- 1) почетно **прикупљање и анализу енергетских података** о индустријском или технолошком процесу, карактеристикама и стању уређаја и опреме и другим потрошачима енергије, физичким објектима и производним капацитетима. Будући да се до ових података долази делом из архиве предузећа, а да их је делом неопходно допунити прегледом и установљавањем општег стања, ефикасности и нивоа одржавања уређаја и опреме, овај поступак може се назвати преглед енергетског стања предузећа од стране енергетског менаџера.
- 2) **израду енергетског биланса** предузећа на основу извршеног прегледа стања и прикупљених података о потрошњи енергије.
- 3) каснијим **редовним прикупљањем и анализом података који се односе на енергију** и по потреби утврђивање, путем мерења на лицу места, стварних оперативних параметара и учинка опреме и процеса
- 4) **идентификацију мера које омогућују уштеду енергије и њиховом економском анализом,**
- 5) учествовањем у поступцима **набавке енергије,**
- 6) израду **Годишњег извештаја о остваривању циљева уштеде енергије,** припремљеног у складу са форматом извештаја прописаног Правилником о обрасцу годишњег извештаја о остваривању циљева уштеде енергије,
- 7) **развојем пројеката за уштеду енергије,** као и потребним техничким и економским проценама,
- 8) **израду Програма и Плана енергетске ефикасности** у складу са форматом прописаним Законом о ефикасном коришћењу енергије,
- 9) **спровођењем пројеката енергетске ефикасности,** и
- 10) одржавањем комуникације са запосленима.

У овом Приручнику написаном у складу са садржином програма обуке за енергетског менаџера прописаном Правилником о начину спровођења и садржини програма обуке [1.21], покушано је да се енергетском менаџеру на систематичан начин пруже све потребне информације односно пруже одговарајућа знања која би им помогла у извршавању активности.

Тако је, основни преглед законодавне регулативе дат у поглављу 1. У сврху пре свега информисања и упознавања са сврхом стандарда из области енергетског менаџмента, Стандарда SRPS EN ISO 50001:2012 - Системи менаџмента енергијом, његов преглед дат је у истоименом поглављу 2. Начинима прикупљања и анализи енергетских података и израду енергетског биланса, односно Годишњег извештаја о остваривању циљева уштеде енергије, посвећена су поглавља 3, 4. и 5. Преглед инжењерских и техничких знања о опреми и уређајима која се најчешће користе у индустрији и другим чиниоцима који утичу на ефикасност коришћења енергије са њиховим подлогама из области термодинамике, механике флуида, транспорта топлоте и супстанције приказани су у поглављима 6 - 8 и 12-15.

Део посвећен уређајима који користе електричну енергију, поступцима и мерама уштеде електричне енергије и могућностима економских уштеда, као и процедури набавке електричне енергије садржан је поглављима 9-11. Основни финансијски појмови, економске законитости и економски параметри рентабилности пројекта, као и могући извори финансирања пројекта енергетске ефикасности објашнени су у поглављу 16. Коначно, приручник завршава поглављем 17 у којем је за већи број техничких система дат преглед поступака којима се детектују места неефикасног коришћења енергије и препоручују одговарајући поступци и мере за њихово санирање.

#### **1.3.4 Овлашћени енергетски саветници**

Обвезници СЕМ-а имају законом предвиђену обавезу да спроводе периодичне енергетске прегледе: привредна друштва на сваких пет година, а обвезници система из јавног сектора на сваких десет година за објекте са површином већом од 500 m<sup>2</sup>. Према закону, енергетске прегледе врши овлашћени енергетски саветник који може бити физичко или правно лице уписано у регистар овлашћених енергетских саветника који води министарство надлежно за послове енергетике.

Министарство на својој интернет страници објављује регистар са подацима о овлашћеним енергетским саветницима.

Овлашћени енергетски саветник може вршити енергетски преглед и за наручиоце који нису обвезници СЕМ-а (за друга физичка и правна лица), а мора бити правно лице ако обавља преглед за наручиоца који је обвезник СЕМ-а. Овлашћени енергетски саветник дужан је да по извршеном енергетском прегледу достави Министарству податке у року, на адекватан начин и према обрасцу који утврди Министарство. Овлашћени енергетски саветник израђује и потписује извештај о

спроведеном енергетском прегледу, са предлогом мера за ефикасно коришћење енергије.

Према закону, министар надлежан за послове енергетике ближе прописује методологију енергетског прегледа.

Такође, према закону, енергетски саветник не може да обавља енергетски преглед ако постоји сукоб интереса између енергетског саветника и субјекта у којем се врши енергетски преглед. Овлашћени енергетски саветник дужан је да се придржава правила о поверљивости свих података до којих дође у обављању енергетског прегледа.

Физичко лице може да обавља послове овлашћеног енергетског саветника ако има лиценцу овлашћеног енергетског саветника коју издаје Министарство.

Да би правно лице могло да добије овлашћење за обављање енергетских прегледа, мора да обавља једну од следећих делатности као претежну делатност: пројектовање, стручни надзор грађења, техничко саветовање, научно-истраживачку област, истраживање и развој у техничким наукама, научне и стручне послове из области енергетике. Осим тога, правно лице мора да запошљава најмање два лица одговарајуће струке са лиценцом овлашћеног енергетског саветника, мора да испуњава услов да није правоснажно осуђивано за привредни преступ и да је уписано у регистар овлашћених енергетских саветника.

Као и у случају енергетских менаџера, Законом о ефикасном коришћењу енергије предвиђено је и да овлашћени енергетски саветници похађају обуку која се завршава полагањем испита. Министарство ће лицима која положе испит и испуне и друге услове у складу са законом, на поднети захтев издавати одговарајућу лиценцу овлашћеног енергетског саветника. Као што смо рекли, Министарство ће водити и регистар лиценцираних енергетских саветника, физичких и правних лица, који ће бити доступан на интернет страници Министарства.

Већи део законске регулативе релевантне за област коју покрива Поглавље 1 може се наћи ажуриран на сајту Министарства рударства и енергетике <http://www.mre.gov.rs/dokumenta-efikasnost-izvori.php>.

## Литература

- [1.1] Закон о енергетици, Сл. гласник РС, бр. 145/14
- [1.2] Закон о ратификацији Уговора о оснивању Енергетске заједнице између Европске заједнице и Републике Албаније, Републике Бугарске, Босне и Херцеговине, Републике Хрватске, Бивше Југословенске Републике Македоније, Републике Црне Горе, Румуније, Републике Србије и Привремене Мисије Уједињених нација на Косову у складу са Резолуцијом 1244 Савета безбедности Уједињених нација, Сл. гласник РС, бр. 62/06
- [1.3] Стратегија развоја енергетике Републике Србије до 2025. године са пројекцијама до 2030. године, Сл. гласник РС, бр. 101/15

- [1.4] Збирни енергетски биланс 2010. година, Министарство за инфраструктуру и енергетику, Београд, 2012.
- [1.5] Стратегија и политика развоја индустрије Републике Србије од 2011. до 2020. године, Сл. гласник РС, бр. 55/11
- [1.6] Directive 2006/32/EC of the European Parliament and of the Council of 5 April 2006 on energy end-use efficiency and energy services and repealing Council Directive 93/76/EEC (Text with EEA relevance)
- [1.7] Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 on the promotion of the use of energy from renewable sources and amending and subsequently repealing Directives 2001/77/EC and 2003/30/EC (Text with EEA relevance)
- [1.8] Directive 2010/75/EU of the European Parliament and of the Council of 24 November 2010 on industrial emissions (integrated pollution prevention and control) Text with EEA relevance
- [1.9] Directive 2001/80/EC of the European Parliament and of the Council of 23 October 2001 on the limitation of emissions of certain pollutants into the air from large combustion plants
- [1.10] Directive 2010/31/EU of the European Parliament and of the Council of 19 May 2010 on the energy performance of buildings
- [1.11] Directive 2010/30/EU of the European Parliament and of the Council of 19 May 2010 on the indication by labelling and standard product information of the consumption of energy and other resources by energy-related products (Text with EEA relevance)
- [1.12] Закон о ефикасном коришћењу енергије, Сл. гласник РС, бр. 25/13
- [1.13] Закон о планирању и изградњи, Сл. гласник РС, бр. 72/09, 81/09 - испр., 64/10 – одлука УС, 24/11, 121/12, 42/13 - одлука УС, 50/13 - одлука УС, 98/13 - одлука УС, 132/14 и 145/14
- [1.14] Directive 2012/27/EU of the European Parliament and of the Council of 25 October 2012 on energy efficiency, amending Directives 2009/125/EC and 2010/30/EU and repealing Directives 2004/8/EC and 2006/32/EC (Text with EEA relevance)
- [1.15] Правилник о енергетској ефикасности зграда, Сл. гласник РС, бр. 61/11
- [1.16] Правилник о условима, садржини и начину издавања сертификата о енергетским својствима зграда, Сл. гласник РС, бр. 69/12
- [1.17] Правилник о условима, програму и начину полагања стручног испита у области просторног и урбанистичког планирања, израде техничке документације и грађења, Сл. гласник РС, бр. 4/10, 21/10 и 14/12
- [1.18] Правилник о условима и поступку за издавање и одузимање лиценце за одговорног урбанисту, пројектанта, извођача радова и одговорног планера, Сл. гласник РС, бр. 116/04 и 69/06
- [1.19] Уредба о утврђивању граничних вредности годишње потрошње енергије на основу којих се одређује која привредна друштва су обвезници система енергетског менаџмента, годишњих циљева уштеде енергије и обрасца пријаве о оствареној потрошњи енергије, Сл. гласник РС, бр. 18/16

- [1.20] Правилник о условима у погледу кадрова, опреме и простора организације која спроводи обуку за енергетске менаџере и овлашћене енергетске саветнике, Сл. гласник РС, бр. 12/15
- [1.21] Правилник о начину спровођења и садржини програма обуке за енергетског менаџера, трошковима похађања обуке, као и ближим условима, програму и начину полагања испита за енергетског менаџера, Сл. гласник, бр. РС 12/15
- [1.22] „Увођење система енергетског менаџмента у секторима потрошње енергије у Републици Србији”, Japan International Cooperation Agency (ЈИСА) и Tokyo Electric Power Company, Inc. (ТЕРСО), Министарство рударства и енергетике, 2011.
- [1.23] Правилник о условима за именовање енергетских менаџера у органима јединица локалне самоуправе, Сл. гласник РС, бр. 31/16 и Правилник о условима за именовање енергетских менаџера у привредним друштвима чија је претежна делатност у производном сектору и предузећима као јавним службама, Сл. гласник РС, број 98/16
- [1.24] Уредба о класификацији делатности, Сл. гласник РС, бр. 54/10





## 2. ОСНОВНЕ ОДРЕДБЕ СТАНДАРДА SRPS EN ISO 50001:2012

Текст овог поглавља делимично је преузет из Приручника за енергетске менаџере за област општинске енергетике, Програм Уједињених нација за развој (UNDP), Београд, јун 2016.

Све функције организације имају везе са енергетском ефикасношћу, квалитетом (задовољство потрошача) и животном средином. Стога, пажња менаџера мора да буде усмерена на системе управљања који ће осигурати позитиван однос према купцу, околини, раднику и енергији.

Док се повећање енергетске ефикасности односи на смањење потрошње енергије за производњу неког производа, енергетски менаџмент у предузећу представља систем који обухвата планирање и реализацију карактеристичних организационих и техничких радњи на економски поуздан начин. Циљ је да се смањи потрошња енергије и потрошња основних и додатних материјала у процесу производње.

Систем енергетског менаџмента подразумева стално бављење енергијом у свим структурама предузећа како би се смањила потрошња енергије и одржавало постигнуто унапређење енергетске ефикасности. Континуиран и организован рад, са јасно дефинисаним системом одговорности, обезбеђује да компанија или организација непрекидно пролази кроз циклус планирања и имплементирања акција за унапређење енергетске ефикасности и смањење трошкова за енергију или заштиту животне средине. Део циклуса укључује и проверу резултата примењених мера, на основу којих се припрема план за будуће активности у новим унапређењима енергетске ефикасности. Овај циклус омогућава непрекидно усавршавање и налик је на временску спиралу која има једнак век трајања као и сама компанија.

Постоји неколико разлога за увођење система енергетског менаџмента. Два најзначајнија разлога због којих би га требало увести у компанију су **позитиван утицај на животну средину и минимализовање трошкова, односно повећање профита**. Индиректни ефекти укључују смањење трошкова за осигурање и одржавање, већу мотивисаност радника, боље радне услове итд.

Увођењем система енергетског менаџмента омогућава се:

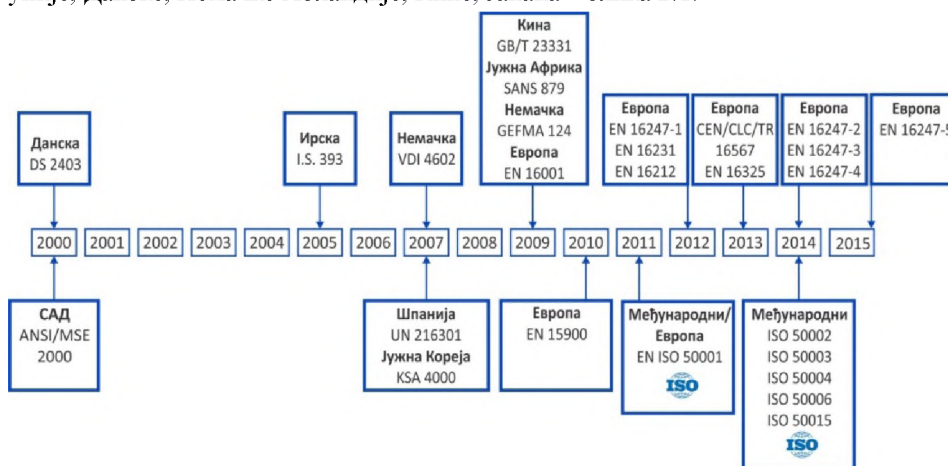
- праћење потрошње енергије у компанији у различитим производним јединицама и секторима, што омогућава идентификацију губитака и лакше дефинисање могућих мера унапређења енергетске ефикасности;
- праћење потрошње енергије у реалном времену, што омогућава правовремено реаговање када у неком сектору дође до поремећаја и тиме елиминише непотребна потрошња енергије,

- припрема систематизоване и структуриране документације енергетског система у компанији.

Према статистикама земаља Западне Европе, увођење система енергетског менаџмента у индустријска предузећа довело је до смањења потрошње енергије у тим предузећима за 10 до 15% без значајних улагања, или применом организационих мера и мера на нивоу текућег одржавања. На основу познавања стања и нашим индустријским предузећима, може се очекивати да ефекти буду још већи.

## 2.1 ПОРЕКЛО СТАНДАРДА SRPS EN ISO 50001:2012

Међународна организација за стандардизацију (*International Organization for Standardization* – ISO) је 2008. године формирала комисију за развој стандарда ISO 50001 под вођством чланова из САД и Бразила (44 представника националних тела за стандардизацију земаља чланица у својству учесника и 14 земаља у својству посматрача). Нов стандард израђен је на основу великог броја већ развијених и сачињених упутстава, правилника и других законских решења и стандарда везаних за менаџмент енергијом на регионалном и/или националном нивоу САД, Европске уније, Данске, Немачке Холандије, Кине, Јапана – слика 2.1.



Слика 2.1 Временски оквир развоја стандарда везаних за управљање енергијом [2.1]

Стандард EN ISO 50001 Системи менаџмента енергијом – Захтеви са упутством за коришћење [2.2], објављен је јуна 2011. и увршћен у нормативни систем као DIN EN ISO 50001, а децембра 2011. заменио је стандард DIN EN 16001 (европски стандард који је повучен из оптицаја).

### 2.1.1 Други стандарди из области управљања енергијом

У току последње четири године у овој области усвојен је читав низ нових међународних и европских стандарда и то:

- ISO 50002:2015 Енергетски прегледи – Захтеви са упутством за коришћење [2.3];
- ISO 50003:2015 Системи менаџмента енергијом – Захтеви за тела која спроводе проверу и сертификацију система менаџмента енергијом [2.4];
- ISO 50004:2015 Системи менаџмента енергијом – Смернице за примену, одржавање и побољшавање система менаџмента енергијом [2.5];
- ISO 50006:2015 Системи менаџмента енергијом – Мерење енергетске перформансе помоћу енергетске поредбене вредности и индикатора енергетских перформанси – Општи принципи и упутство [2.6];
- ISO 50015:2015 Системи менаџмента енергијом – Мерење и верификација енергетске перформансе организације – Основни принципи и упутство [2.7].

Такође, Европски комитет за стандардизацију (CEN), његова техничка тела односно технички комитети, у истом периоду, издали су следеће стандарде из одговарајућих области:

CEN/CLC/JWG 1 – Енергетски прегледи [2.8]

- EN 16247-1:2012 Енергетски прегледи – Део 1: Општи захтеви [2.9];
- EN 16247-2:2014 Енергетски прегледи – Део 2: Зграде [2.10];
- EN 16247-3:2014 Енергетски прегледи – Део 3: Процеси [2.11];
- EN 16247-4:2014 Енергетски прегледи – Део 4: Транспорт [2.12];
- EN 16247-5:2015 Енергетски преглед – Део 5: Компетентност вршилаца енергетских прегледа [2.13].

CEN/CLC/JWG 2 – Гаранције о пореклу и енергетски сертификати [2.14]

- CEN/CLC/TR 16567:2013 Обавезне шеме за енергетску ефикасност у Европи – Преглед и анализа основних карактеристика и могућности за хармонизацију [2.15];
- EN 16325:2013:2015 Гаранције о пореклу енергије – Гаранције о пореклу електричне енергије [2.16].

CEN/CLC/JWG 3 – Менаџмент енергијом и одговарајуће услуге – Основни захтеви и квалификационе процедуре [2.17]

- EN 15900:2010 Услуге енергетске ефикасности – Дефиниције и захтеви [2.18]
- EN 16231:2012 Методологија бенчмаркинга енергетске ефикасности [2.19]
- EN ISO 50001:2011 Системи менаџмента енергијом – Захтеви са упутством за коришћење [2.2]

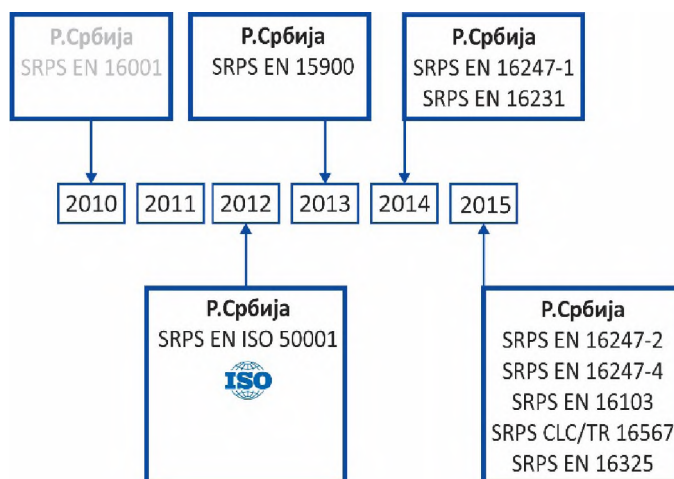
CEN/CLC/JWG 4 – Енергетска ефикасност и прорачун уштеда [2.20]

- EN 16212:2012 – Енергетска ефикасност и прорачун уштеда, методе одозго према доле и одоздо према горе [2.21]

На слици 2.2 приказан је временски оквир усвајања стандарда из области менаџмента енергијом, енергетских прегледа и енергетске ефикасности. Институт за стандардизацију Републике Србије (Комисија за управљање енергијом, КС А242) је почев од 2010. донео читав низ српских стандарда у области управљања енергијом

(методом превођења страног стандарда или сродног документа као и методом прештампавања).

Доношењем српског стандарда SRPS EN ISO 50001:2012 повучен је стандард SRPS EN ISO 16001:2010.



Слика 2.2 Временски оквир усвајања стандарда о управљању енергијом у РС [2.22]

## 2.2 ОСНОВНЕ ОДРЕДБЕ СТАНДАРДА SRPS EN ISO 50001:2012

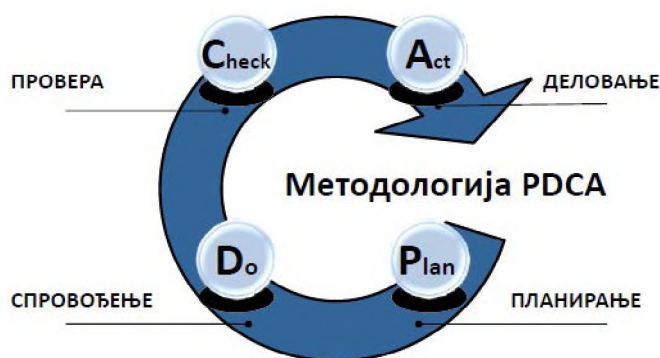
Стандард SRPS EN ISO 50001:2012 (у даљем делу текста – стандард [2.23]) омогућава организацијама да успоставе и одрже системе и процесе потребне за континуирано побољшање у погледу смањења потрошње енергије, повећања енергетске ефикасности и начина коришћења енергије. Циљ примене наведеног стандарда је да се у организацији успостави и одржи систем управљања енергијом који ће првенствено довести до смањења потрошње енергије, а посредно и до смањења емисије гасова стаклене баште и других штетних утицаја на животну средину, уз контролу трошкова енергије [2.24].

Стандард се, опште узев, може применити у било којој организацији (малим, средњим и великим индустријским предузећима), комерцијалним објектима (тржним центрима, банкама), јединици локалне самоуправе и сложенем јавном објекту (болници, дому за стара лица, спортском центру).

Мотиви за увођење стандарда могу бити вишеструки, али најчешће се ради о спољним, унутрашњим или факторима који проистичу из самог система управљања енергијом. Захтеви попут важећег законодавства, примене успостављених правила и испуњења обавеза приликом уласка организације у одређена секторска удружења или групације, обавезне сертификације коју као услов поставља снабдевач енергијом или финансијска институција за добијање кредита, могу се третирати као спољни захтеви. С друге стране, смањење укупних производних трошкова и подизање енергетске

ефикасности, сигурност континуалног снабдевања енергијом и енергентима, обезбеђивање јасног увида у потрошњу енергије у свим подсистемима организације, инкорпорирање система управљања енергијом у већ постојеће и примењиване системе менаџмента у оквиру организације или друштвену одговорност организације, могуће је дефинисати као унутрашње факторе за увођење стандарда. Мотиви за увођење стандарда који проистичу из самог система менаџмента енергијом, укључујући и смањење потрошње енергије као и условно смањење енергетских трошкова, транспарентност и контролу потрошње енергије у сваком подсистему организације, повећање степена корисности у системима потрошње, дистрибуције, складиштења и производње енергије, повећање сигурности снабдевања, повећање одрживости применом обновљивих извора енергије, довољно су подстицајни сами по себи.

Стандард је заснован на методологији PDCA циклуса (*Plan-Do-Check-Act*, Планирај-Спроведи-Провери-Делуј) – слика 2.3.



Слика 2.3 Методологија PDCA циклуса

**Планирање:** спровести преглед енергетских токова унутар дефинисане границе система организације; дефинисати базну линију потрошње енергије (енергетску поредбену вредност), дефинисати индикаторе енергетског интензитета и потрошње, као и енергетске ефикасности, успоставити циљеве и акционе планове неопходне за смањење потрошње енергије, повећање енергетске ефикасности и побољшање начина коришћења енергије у складу са енергетском политиком организације.

**Спровођење:** реализација претходно дефинисаних акционих планова.

**Провера:** праћење и мерење главних параметара у објектима, системима и процесима са потрошњом енергије и континуално поређење са циљевима дефинисаним у енергетској политици, стратешким и акционим плановима, као и усклађивање са преузетим законским обавезама – израда извештаја.

**Деловање (систем континуалног побољшања):** успостављање система преиспитивања од стране руководства, дефинисање корективних и превентивних мера и њихова примена како би се обезбедило континуално побољшање система управљања енергијом у организацији.

Стандард обухвата сваки корак у току примене и функционисања система управљања енергијом и њиме се обезбеђује оквир који може да помогне предузећима да трајно успоставе систем менаџмента енергијом. На слици 2.4 приказан је модел менаџмента енергијом према стандарду SRPS EN ISO 50001:2012.



Слика 2.4 Модел EnMS према стандарду SRPS EN ISO 50001:2012 [2.23]

Сам стандард је тако осмишљен да обухвата све факторе који могу утицати на потрошњу енергије и који се могу пратити у једној организацији. С друге стране, у стандарду апсолутно нису постављени квантитативни и квалитативни критеријуми у погледу смањења потрошње енергије, повећања енергетске ефикасности и побољшања начина коришћења енергије. Стандардом је организацији дата могућност да прилагоди начин његове примене специфичним захтевима у самој организацији. Успостављање система менаџмента енергијом је свеобухватан посао. То се пре свега односи на захтеве који су успостављени самим стандардом SRPS EN ISO 50001:2012. Захтеви стандарда се односе на:

- опште захтеве (т.4.1);

- захтеве које мора испунити највише руководство организације (тачка т.4.2.1);
- захтеве које мора испунити представник руководства – енергетски тим (т.4.2.2);
- захтеве у погледу постојећег законодавног оквира (т.4.4.2);
- захтеве у погледу техничких радњи које је неопходно континуално спроводити у току успостављања и одржавања система менаџмента енергијом (EnMS).

**Општим захтевима (т.4.1)** од организације се тражи да доследно примењује стандард SRPS EN ISO 50001:2012 (успостави EnMS, документује, примењује, одржава и побољшава систем), као и да у припремној фази јасно дефинише предмет и подручје примене стандарда, односно одреди границе система. Такође, у општим захтевима стандарда предвиђено је дефинисање начина испуњавања и обезбеђења сталних побољшања управљања процесима, праксом и поступцима унутар организације, поготово у деловима система са значајном потрошњом енергије. Основна је намера да се имплементацијом процеса управљања оствари континуирано побољшање.

У том је смислу **посвећеност и подршка највишег руководства организације (т.4.2.1)** од кључног значаја. Према захтевима стандарда SRPS EN ISO 50001, највише руководство организације мора да:

- јасно успостави обим (предмет и подручје примене) као и границе EnMS;
- дефинише, одобри и усвоји енергетску политику;
- успостави организациону структуру именовањем представника руководства и одобравањем формирања EnMS одбора (тима);
- обезбеди ресурсе (људске, техничке и финансијске) потребне за успостављање, примену, одржавање и побољшање EnMS;
- идентификује енергетске токове коришћења и потрошње енергије у предметним објектима и системима унутар дефинисаних граница EnMS и дефинише базну линију потрошње енергије (енергетску поредбену вредност);
- обезбеди несметану комуникацију унутар организације, нарочито између релевантних субјеката у погледу енергетског менаџмента унутар граница EnMS;
- на основу мерења успостави израчунавање и поређење индикатора, потрошње енергије, енергетске ефикасности и начина коришћења енергије;
- дефинише опште и посебне енергетске циљеве (дефинише листу мера за побољшања у систему са јасно дефинисаним приоритетима);
- дефинише мерљиве циљеве за континуално побољшање у погледу смањења потрошње енергије, повећања енергетске ефикасности и начина коришћења

енергије, као и да обезбеди израду извештаја о оствареним резултатима у унапред дефинисаном временском интервалу;

- обезбеди спровођење преиспитивања од стране руководства (дефинисање и реализација корективних и превентивних мера).

**Представник руководства и/или енергетски одбор (т.4.2.2)**, који је именовало највише руководство, према захтевима стандарда, дужно је да успостави, примењује, одржава и континуално унапређује EnMS, идентификује лице које одговарајући ниво руководства овлашћује да пружа подршку у активностима менаџмента енергијом, извештава највише руководство о енергетској потрошњи, оствареној енергетској ефикасности и начинима коришћења енергије, извештава руководство о пракси и поступцима унутар система EnMS, као и да осигура планирање активности менаџмента енергијом засновано на енергетској политици организације.

Захтеви стандарда везани за **важећу законску регулативу (т.4.4.2)** односе се на обавезу организације да утврди и спроводи обавезе које проистичу из важећег законског оквира, а који се односи на начин коришћења и потрошње енергије као и на успостављене захтеве у погледу енергетске ефикасности [2.25]. Правни захтеви укључују међународне, националне, регионалне и локалне законе и подзаконска акта који су применљиви на организације. Остали захтеви се односе на смернице владе, захтеве удружења, као и захтеве корисника. Захтеви се такође односе и на усаглашавање поступака извештавања.

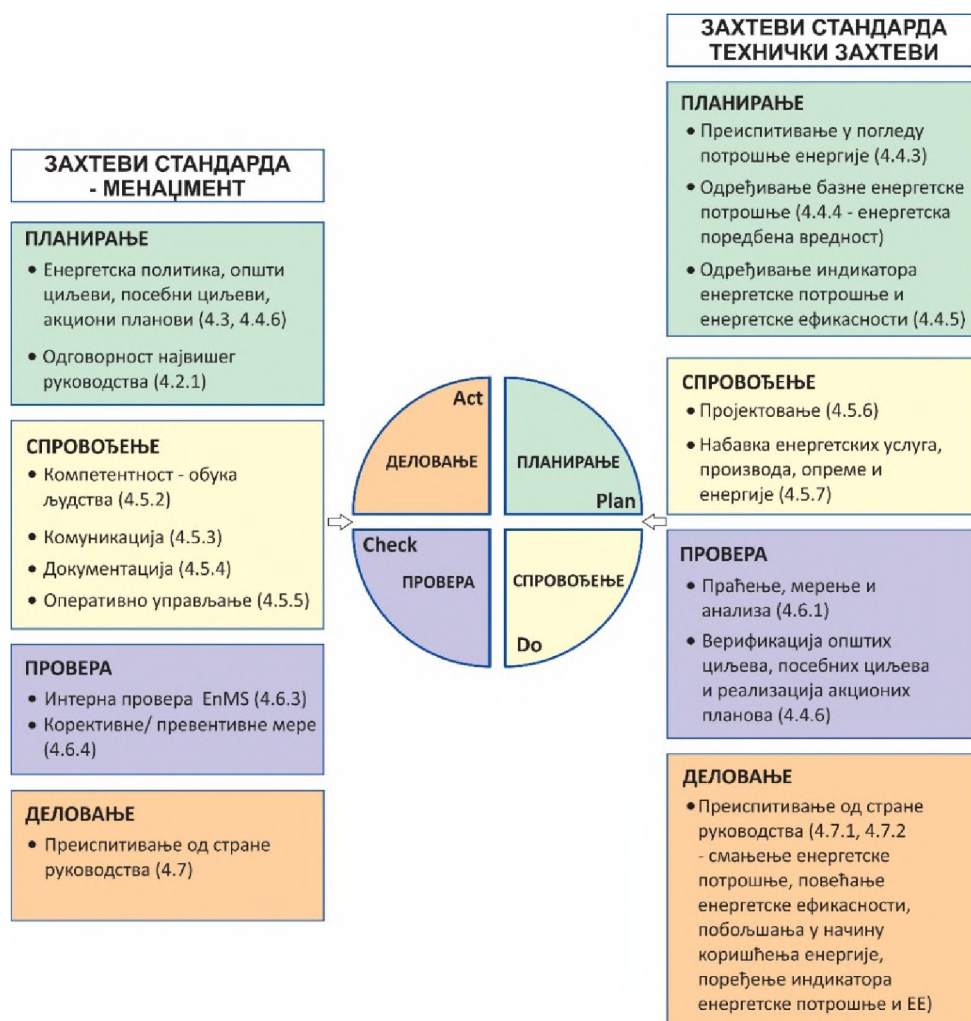
На слици 2.5 су шематски приказани захтеви дефинисани у оквиру PDCA циклуса, који се односе на највише руководство, као и на захтеве усмерене на представника руководства и енергетски тим. У наредним поглављима овог приручника изложен је детаљни опис техничких радњи (представник руководства – енергетски одбор) које је неопходно континуално спроводити у току успостављања и одржавања EnMS.

Систем менаџмента енергијом било које организације почива на документу у којем је дефинисана енергетска политика организације у предвиђеним границама. Организација у поменутом документу даје изјаву о намерама највишег руководства које сви чланови организације треба да примењују приликом спровођења својих редовних радних активности. Енергетска политика организације може да садржи дугорочне и краткорочне циљеве, као и акционе планове који се односе на смањење потрошње енергије, повећање енергетске ефикасности, као и начине побољшања коришћења енергије, али, с друге стране, обавезно мора да садржи обавезујуће исказе у погледу:

- континуираног побољшања у погледу смањења потрошње енергије, повећања енергетске ефикасности, смањења интензитета коришћења енергије, као и начина побољшања коришћења енергије;
- доступности информација и потребних средстава за остваривање постављених циљева и задатака;



- усклађености са релевантним законима и другим захтевима који се односе на коришћење енергије, потрошњу енергије и енергетску ефикасност.



Слика 2.5 Захтеви стандарда SRPS EN ISO 50001

Енергетску политику организације мора да прегледа, одобри и усвоји највише руководство организације и тиме покаже своју посвећеност остваривању циљева утврђених у документу. Када је реч о управљању, политика мора бити достављена свим запосленима и мора се ревидирати и ажурирати на систематичан начин. Организација мора да спроводи и документује процес енергетског планирања у складу са успостављеном енергетском политиком организације. Неопходно је да организација дефинише и документује дугорочне и краткорочне циљеве у складу са својом успостављеном енергетском политиком, како би се омогућило континуирано

смањење потрошње енергије, повећање енергетске ефикасности, смањење интензитета коришћења енергије и побољшање коришћења енергије. У општим (дугорочним) циљевима треба да буде дефинисана позиција коју организација жели да оствари у дужем временском периоду, док посебни (краткорочни) циљеви треба да садрже мере и активности чијом је реализацијом могуће остварити дугорочан циљ. Општи и посебни циљеви треба да буду практични, остварљиви и мерљиви. Организација у току примене и спровођења енергетске политике мора да користи акционе планове и друге елементе из процеса планирања. У захтевима стандарда је дефинисана и компетентност лица укључених у EnMS, која морају да поседују потребне вештине, знања, квалификације и способност да обављају своје дужности (процена која се врши на основу комбинације образовања, обуке, знања и искуства релевантног лица). У том смислу, према захтевима стандарда, потребно је обезбедити одговарајућу обуку особљу укљученом у EnMS. Обука треба да обухвати општи концепт управљања енергијом (укључујући обуку у прикупљању података и извештавања), као и специјално прилагођену обуку у циљу стицања знања и вештина који ће довести до смањења потрошње енергије, повећања енергетске ефикасности и унапређења начина коришћења енергије. Ниво и степен обуке неминовно ће зависити од функције посла. У погледу остваривања доброг протока информација и података, организација мора да у складу са својом величином и структуром успостави и примењује начине како вертикалне тако и хоризонталне комуникације. Када је реч о вертикалној комуникацији, неопходно је обезбедити да сви запослени у организацији могу несметано да износе своје коментаре о EnMS (сугестије/жалбе/предлоге побољшања). Израдом документације EnMS поспешује се успостављање и одржавање система кроз доследну примену а у складу са захтевима стандарда. Документација EnMS мора да обухвата предмет и подручје примене и границе система, енергетску политику, већ поменуто енергетске опште и посебне циљеве и акционе планове, документа, укључујући и записе у складу са захтевима овог стандарда, као и другу документацију за коју је организација оценила да је неопходна. Успостављање и одржавање EnMS у великој мери зависи од успостављања и одржавања оперативних поступака повезаних са значајним коришћењем енергије у границама система, а које су у складу са енергетском политиком, општим и посебним циљевима и акционим плановима. Приликом пројектовања нових, ревитализованих или реконструисаних постројења и/или опреме и/или система и процеса, који у значајној мери могу утицати на повећање потрошње енергије, организација мора размотрити могућности за смањење потрошње енергије, побољшање енергетске ефикасности и побољшање устаљених начина коришћења енергије (коришћење обновљивих извора енергије, коришћење постројења за комбиновану производњу топлотне и електричне енергије, техно-економску анализу утицаја степена корисности на потрошњу енергије, разматрање додатних уштеда енергије и сл.). Организација мора да спроводи интерне провере у планираним

интервалима како би обезбедила усаглашеност EnMS са постављеним захтевима стандарда. Такође, организација мора да решава све стварне и потенцијалне неусаглашености предузимањем корективних и превентивних мера. Организација мора да успостави и одржава записе неопходне за приказивање усаглашености са захтевима система менаџмента као и да успостави и одржава механизам за идентификацију, повлачење и задржавање записа. Највише руководство, као последња и најважнија карика у алгоритму EnMS, има обавезу да преиспитује систем менаџмента енергијом у планираним интервалима и да тим поступком обезбеди сталну одрживост, адекватност и ефикасност EnMS.

### **2.3 ПОРЕЂЕЊЕ СТАНДАРДА ISO 50001 СА ДРУГИМ СТАНДАРДИМА СИСТЕМА МЕНАЏМЕНТА**

Стандард EN ISO 50001 развијен је на основу заједничких начела и елемената који се могу наћи и у другим стандардима ISO система менаџмента [2.25]. У Табели 2.1 је дат приказ главних одредби стандарда SRPS EN ISO 50001, SRPS ISO 9001 [2.26] и SRPS ISO 14001 [2.27]. У току је припрема нове верзије стандарда ISO 50001 која ће у потпуности бити усаглашена са другим стандардима система менаџмента (ISO 9001 и ISO 14001). На тај начин ће организација која је заинтересована да уведе стандард менаџмента енергијом, а која већ има уведене стандарде ISO 9001 и ISO 14001, моћи веома једноставно и без значајнијих улагања и ангажовања људских ресурса да успостави процедуре које се налазе у основним одредбама стандарда ISO 50001. Нови стандард ISO 50001 ће кореспондирати структури осталих стандарда менаџмента (квалитетом – ISO 9001 и животном средином – ISO 14001).

С обзиром на чињеницу да су сви поменути стандарди система менаџмента засновани на методологији PDCA циклуса, стандард SRPS EN ISO 50001 је знатно лакше применити у организацији где се већ примењује бар један од наведених стандарда система менаџмента.

Примена стандарда ISO 50001 у предузећима омогућава интеграцију менаџмента енергијом у постојећу пословну праксу поменутих организација.

### **2.4 СЕРТИФИКАЦИЈА ОРГАНИЗАЦИЈЕ ПРЕМА SRPS EN ISO 50001:2012**

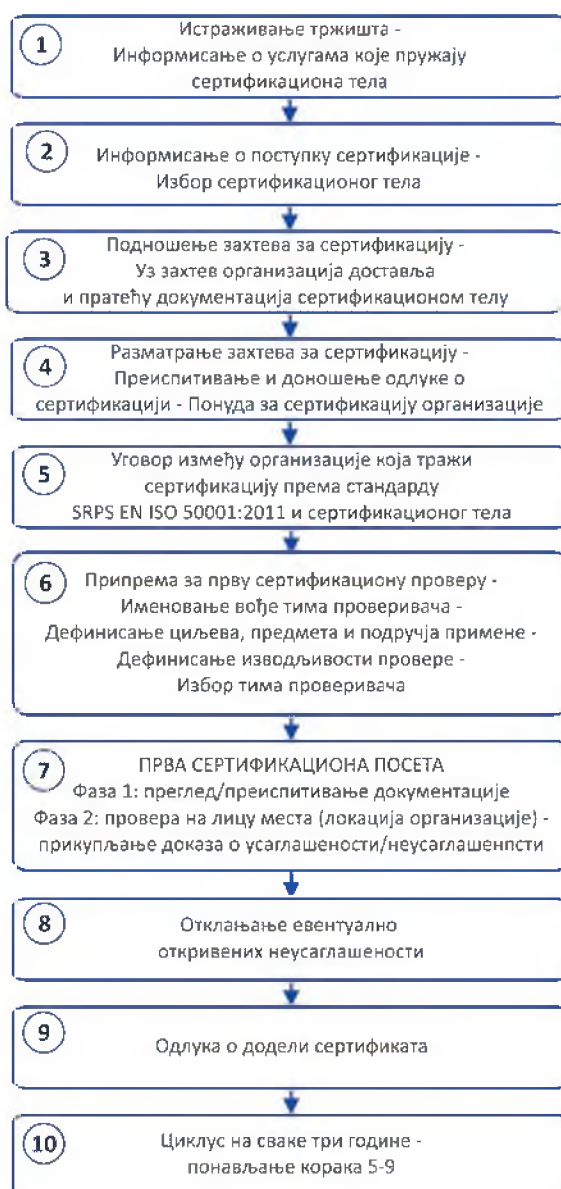
Правилима сертификације система менаџмента утврђује се процес сертификације система менаџмента према одговарајућем стандарду. Правила су намењена организацијама које уводе или примењују систем менаџмента, ради упознавања са процесом сертификације и одржавања ових система.

Поступак сертификације, опште узев, подразумева потврду треће стране да су испуњени захтеви који се односи на производ, процесе, особе или системе [2.28]. Сертификацијом се у овом случају доказује усклађеност система менаџмента са захтевима стандарда. Сертификација система менаџмента представља прву екстерну проверу система менаџмента у организацији, након које се, ако су испуњени захтеви стандарда, организацији уручује сертификат о усаглашености.

**Табела 2.1** Поређење стандарда ISO 50001 са другим стандардима система менаџмента

Садржај	ISO 9001	ISO 14001	ISO 50001
<b>Основни концепт стандарда</b>	захтева клијента у погледу управљања квалитетом	На основу: релевантних аспеката заштите животне средине	потрошње енергије целе организације или одређеног производног процеса
<b>Политика</b>	Испунити захтеве клијента у погледу управљања квалитетом	Политика заштите животне средине илуструје начин на који организација управља заштитом животне средине, њену посвећеност у тој области, као и одговарајуће смернице и циљеве. Обухвата и посвећеност организације спречавању загађења, усклађеност у погледу важеће правне регулативе и континуирано побољшање.	Енергетска политика илуструје стратегију организације у погледу менаџмента енергијом. Спровођење политике обезбеђује оквир за успостављање повезаних смерница деловања и циљева ради побољшања енергетске ефикасности.
<b>Стратешки приступ</b>	Успостављање смерница, циљева, и планова ради управљања квалитетом.	Сагласност са релевантним регулаторним захтевима у погледу очувања животне средине. Успостављање смерница, циљева, и спровођење плана заштите животне средине.	Спровођење енергетских прегледа у циљу утврђивања активности које доводе до значајне потрошње енергије, одређивање карактеристичних профила потрошње енергије, као и индикатора потрошње. Усаглашавање са одговарајућим регулаторним захтевима и утврђивање смерница, циљева, примена плана за смањење потрошње енергије.
<b>Карактеристични профил</b>	Нема таквих захтева	Нема таквих захтева	Одређивање карактеристичних профила потрошње енергије је од суштинске важности у погледу успостављања система управљања енергијом.

Сертификацију система менаџмента врше сертификациона тела преко својих оцењивача (проверавача) према стандарду SRPS ISO/IEC 17021:2011 [2.29]. На слици 2.6 је приказана поједностављена шема сертификације према стандарду SRPS EN ISO 50001:2012.



Слика 2.6 Поједностављена шема сертификације према стандарду SRPS EN ISO 50001:2012

Активности под редним бројевима 1, 2, 3, 8 спроводи организација која подноси захтев за сертификацију, док активности под редним бројевима 4, 6, 9 спроводи сертификационо тело. Активности под редним бројем 5 и 7 изискују учешће оба партнера у процесу сертификације (организације и сертификационог тела). Остале провере које се врше укључују: надзорну проверу (једном годишње) и ресертификацију (сваке три године – корак 10). Сертификација система менаџмента не представља законску обавезу, те је, као и увођење ISO стандарда, на добровољној основи.

### Литература

- [2.1] UBA 2010 „Energiemanagement in der Praxis“; Ergänzungen S.Fürkus
- [2.2] EN ISO 50001:2011 Energy management systems – Requirements with guidance for use
- [2.3] ISO 50002:2015 Energy audits – Requirements with guidance for use
- [2.4] ISO 50003:2015 Energy management systems – Requirements for bodies providing audit and certification of energy management systems
- [2.5] ISO 50004:2015 Energy management systems – Guidance for the implementation, maintenance and improvement of an energy management system
- [2.6] ISO 50006:2015 Energy management systems – Measuring energy performance using energy baselines (EnB) and energy performance indicators (EnPI) – General principles and guidance
- [2.7] ISO 50015:2015 Energy management systems – Measurement and verification of energy performance of organizations – General principles and guidance
- [2.8] CEN/CLC/JWG 1 – Energy audits
- [2.9] EN 16247-1:2012 Energy audits – Part 1: General requirements
- [2.10] EN 16247-2:2014 Energy audits – Part 2: Buildings
- [2.11] EN 16247-3:2014 Energy audits – Part 3: Processes
- [2.12] EN 16247-4:2014 Energy audits – Part 4: Transport
- [2.13] EN 16247-5:2015 Energy audits – Part 5: Competence of energy auditors
- [2.14] CEN/CLC/JWG 2 – Guarantees of origin and Energy certificates
- [2.15] CEN/CLC/TR 16567:2013 Energy Efficiency Obligation Schemes in Europe – Overview and analysis of main features and possibilities for harmonization
- [2.16] EN 16325:2013:2015 Guarantees of Origin related to energy – Guarantees of Origin for Electricity
- [2.17] CEN/CLC/JWG 3: Energy Management and related services – General requirements and qualification procedures
- [2.18] EN 15900:2010 Energy efficiency services – Definitions and requirements
- [2.19] EN 16231:2012 Energy efficiency benchmarking methodology
- [2.20] CEN/CLC/JWG 4 Published Standards
- [2.21] EN 16212:2012 Energy Efficiency and Savings Calculation, Top-down and Bottom-up Methods
- [2.22] <http://www.iss.rs/> – Институт за стандардизацију Републике Србије
- [2.23] SRPS EN ISO 50001:2012 Системи менаџмента енергијом – Захтеви са упутством за коришћење

- [2.24] Energiemanagement nach ISO 50001 – Ein Leitfaden. – GUT Zertifizierungsgesellschaft für Managementsysteme mbH, Version 3.0. -- Berlin 2012
- [2.25] ISO 50001 Energy Management System (EnMS) - Implementation guide. – TÜV UK Ltd, 2014.
- [2.26] EN ISO 9001:2015 – Quality management systems – Requirements
- [2.27] EN ISO 14001:2015 – Environmental management systems – Requirements with guidance for use (ISO 14001:2015)
- [2.28] SRPS ISO/IEC 17000:2007 – Оцењивање усаглашености – Речник и општи принципи
- [2.29] SRPS ISO/IEC 17021:2011 – Оцењивање усаглашености – Захтеви за тела која обављају проверу и сертификацију система менаџмента





### **3. ЕНЕРГЕТСКА ЕФИКАСНОСТ, ИНДИКАТОРИ ЕНЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ, ЕНЕРГЕТСКИ ПРЕГЛЕД, ПРИКУПЉАЊЕ И АНАЛИЗА ПОДАТАКА, УПОРЕДНА СТАТИСТИКА**

**Мирјана Стаменић**

Повећање енергетске ефикасности односи се на смањење потрошње енергије за производњу неког производа, извршену услугу (нпр. грејање, хлађење, осветљење и сл.) или неку обављену активност. Унапређење енергетске ефикасности обично је повезано са технолошким унапређењима, али може бити и резултат боље организације или побољшане економске позиције извршиоца. То не треба поистовећивати са штедњом или смањеном потрошњом које су последица или недостатка енергије за обављање неке делатности или превисоке цене енергената. У том случају, долази до смањења обима производње или квалитета услуге или активности. Мере овог типа не доносе обавезно боље економске ефекте, често могу имати негативне утицаје и не могу се сврстати у мере за унапређење енергетске ефикасности.

Са економског становишта, енергетска ефикасност има шире значење и односи се на смањење потрошње енергије по јединици неког оствареног новчаног резултата (национални бруто доходак на нивоу државе или остварени профит или укупан приход на нивоу привредног друштва). То значи да је енергетска ефикасност повезана са економском ефикасношћу и укључује технолошке, економске промене и промене понашања.

Енергетска ефикасност је слика индивидуалног понашања и одражава рационалност потрошача енергије. Избегавање непотребне потрошње енергије или избор најприкладније технологије и опреме да би се смањили трошкови за енергију доприносе смањењу сопствене потрошње енергије без угрожавања властитог богатства или нивоа активности привредног друштва. Избегавање непотребне потрошње енергије сигурно је одраз сопственог понашања или деловања руководства, али је условљено поседовањем одговарајуће опреме – опрема за праћење и управљање енергетским токовима, регулација температуре у просторијама, аутоматско гашење светла када нема људи у просторијама или ходницима, систем за аутоматско регулисање рада горионика на котловима или пећима, рекулперација „отпадне” топлоте из различитих процеса итд. Утицај понашања појединаца, тј. људски фактор од великог је значаја за ефикасно коришћење енергије.

Енергетска ефикасност и неефикасност, могу се посматрати на два начина:

- као однос енергије на излазу и енергије на улазу у некој енергетској трансформацији или процесу; трансформација енергије никада не може бити 100% ефикасна, тј. губици никада не могу бити једнаки нули, али се могу смањити на разне начине коришћењем различитих техника;
- то је пажљиво или ефикасно коришћење енергије када се она троши у оптималним количинама за неки процес или активност. Неефикасно коришћење је резултат неодговарајућег односа доведене количине енергије и потребне количине енергије. То подразумева лоше пројектовање, неадекватне радне карактеристике процеса, лоше одржавање, празан ход или рад опреме када то није потребно (непотребно укључено осветљење, вођење процеса на непотребно високим температурама итд.) [3.1].

### 3.1 ИНДИКАТОРИ ЕНЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ

Према Закону о ефикасном коришћењу енергије, енергетска ефикасност се дефинише као однос између оствареног резултата у услугама, добрима или енергији и за то утрошене енергије [3.2].

Један од најчешће коришћених индикатора (када је реч о оцени нивоа енергетске ефикасности) је специфична потрошња енергије (СПЕ) која се дефинише као количина уложене енергије по јединици мере производа или неког другог излаза – резултата активности.

У неким случајевима постоји велики број различитих производа на излазу, а само неколико, или једна основна сировина на улазу, као што је то случај код индустрије хлеба, тестенине и пецива или код производње млека и млечних производа. Тада се СПЕ може рачунати у односу на количину главне сировине утрошене у производњи.

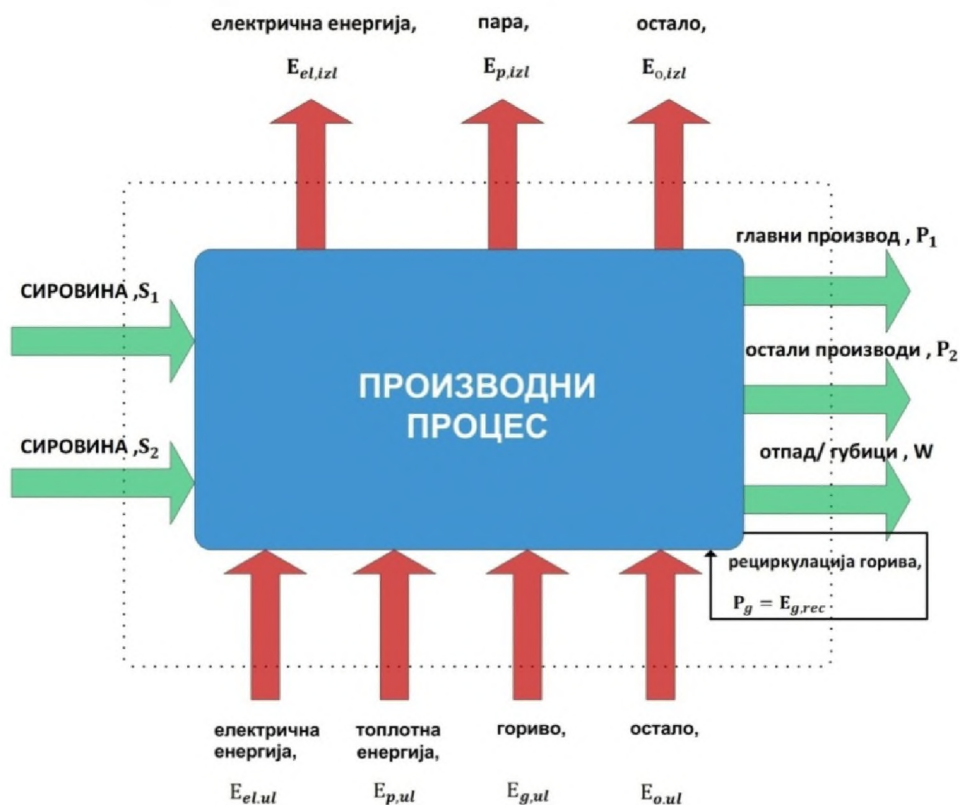
Јединица за СПЕ је најчешће GJ/t или kWh/t за погоне који имају производ мерен у јединицама масе, а може се изразити у GJ/m<sup>2</sup> или kWh/m<sup>2</sup> производа или као уложена енергија по запосленом. Код погона који производе енергију, СПЕ може бити изражена као  $GJ_{\text{произведене енергије}} / GJ_{\text{уложене енергије}}$ .

Енергетски интензитет (ЕИ) је такође често коришћен индикатор и то у економским анализама. Дефинише се као однос уложене енергије и финансијског резултата, што је најчешће вредност производа, додата вредност или бруто национални доходак.

Упрошћени графички приказ за обрачун специфичне потрошње енергије, са посебно наглашеним границама посматрања улазних и излазних токова енергије и материјала, дат је на слици 3.1. Посматране границе билансног поља су границе посматране локације, а могу бити и границе појединачног производног погона или производне линије [3.1].

Производни процес може бити значајно сложенији ако постоје енергетски токови који улазе у билансно поље, излазе из њега, или чак може постојати и унутрашња петља која указује на рецикулацију горива.

Специфична потрошња енергије за случај примера који је дат на слици 3.1 може се израчунати на следећи начин:



Слика 3.1 Графички приказ билансног поља за обрачун специфичне потрошње енергије СПЕ [3.1]

$$SPE = \frac{(E_{el,ul} + E_{p,ul} + (E_{g,ul} + E_{g,rec}) + E_{o,ul}) - (E_{p,izl} + E_{el,izl} + E_{o,izl})}{P_1}, \frac{\text{GJ}}{\text{t}} \quad (3.1)$$

где су:

- $P_1, \text{ t}$ , количина произведеног основног производа;
- $E_{el,ul}$ , GJ, електрична енергија која се доводи погону да би се произвела количина ( $P_1$ ) излазног производа;
- $E_{p,ul}$ , GJ, енергија еквивалентна количини паре за производњу количине ( $P_1$ ) излазног производа;
- $E_{g,ul}$ , GJ, енергија еквивалентна количини утрошеног фосилног горива која се доведе погону за производњу количине ( $P_1$ ) излазног производа;
- $E_{o,ul}$ , GJ, остали видови енергије који се доводе погону за производњу количине ( $P_1$ ) излазног производа;

- $E_{el,izl}$ , GJ, електрична енергија која се одоводи из погона потрошачима ван посматраног билансног поља;
- $E_{p,izl}$ , GJ, енергија еквивалентна количини паре која се одоводи из погона потрошачима ван посматраног билансног поља;
- $E_{o,izl}$ , GJ, остали видови енергије који се одводе из погона потрошачима ван посматраног билансног поља;
- $E_{g,rec}$ , GJ, енергија која је еквивалентна количини рециркулисаног горива.

У случају да компанија производи већи број различитих производа тако да сваки од њих има свој специфичан индикатор СПЕ, обрачун вредности енергетског интензитета за целу компанију је сложенији.

### 3.1.1 Методологија обрачуна специфичне потрошње енергије

Специфична потрошња енергије (СПЕ) је енергетски индикатор који се користи код упоредне енергетске статистике („benchmarking“) и даје могућност поређења ефикасности коришћења енергије у сродним организацијама, активностима или постројењима [3.1]. Овај индикатор се користи као основна алатка за праћење и анализу потрошње енергије. Поређење специфичне потрошње енергије за различите временске периоде на једној локацији добар је показатељ промене стања и енергетских и производних технологија, али и ефикасности управљања ресурсима.

Први корак код обрачуна СПЕ је свођење потрошње енергије у неком временском периоду на заједничке јединице (GJ, MWh и др.). Сваки облик енергије множи се са одговарајућим енергетским еквивалентом – **конверзионим фактором ( $k_i$ )**:

$$EN = \sum (k_i \cdot E_i), \text{ GJ} \quad (3.2)$$

Конверзионни фактори за различите врсте енергената дати су у табели 3.1.

На тај начин, добијена је укупно утрошена енергија за посматрани временски период. Мора се нагласити да је граница билансног поља праг организације и ако неко у оквиру своје делатности испоручије енергију у неком облику ван својих граница, ова енергија, односно производ  $k_i \cdot E_i$  у горњем изразу, у укупни збир улази са негативним предзнаком.

Други корак је свођење обима производње на заједничке јединице или **еквивалентни производ** применом корекционих фактора, што је веома важно за привредна друштва која производе широк асортиман производа. Јединице у којима се уобичајено изражава обим производње карактеристичне су за сваку грану индустрије: kg, t, стандардни формат, hl и др. Корекциони фактори приказују различитост у потрошњи енергије за поједине производе из асортимана једне фирме (нпр. килограм хлеба и килограм кифли код пекара, литар млека и килограм сира код млекара, килограм кекса и килограм чоколаде у кондиторској индустрији, hl пива и hl безалкохолних пића). Еквивалентни производ добија се као сума производа корекционих фактора и количина одговарајућих производа за посматрани временски период:

$$P_{ekv} = \sum (A_{p,i} \cdot P_i), \text{ t} \quad (3.3)$$

Као што је  $EN$  специфичан енергетски микс на граници организације, тако је и  $P_{ekv}$  специфичан производни микс за обим производње и асортиман производа посматране организације ( $A_{p,i}$  представља корекциони фактор који је тачно дефинисан за сваку врсту производа по појединим индустријским гранама) [3.2].

**Табела 3.1** Табела конверзионих фактора  $k_i$

Енергија / гориво	Јединица	$k_i$ , GJ/јединица
Лигнит	t	7,523
Сушени лигнит	t	17,600
Мрки угаљ	t	15,988
Камени угаљ	t	26,900
Кокс	t	29,300
Високо пећни гас	1000 m <sup>3</sup>	4,212
Рафинерисјки гас	1000 m <sup>3</sup>	36,950
Бензин	1000 L	31,240
Керозин	1000 L	34,400
Дизел D2	1000 L	36,120
Уље за ложење	t	40,700
Уље за ложење средње (мазут)	t	41,150
Нафтни кокс	t	31,400
Течни нафтни гас	t	46,340
Природни гас	1000 m <sup>3</sup>	33,338
Биогас	1000 m <sup>3</sup>	18,000
Огревно дрво	t	9,500
Дрвени остатак (пелет, брикет...)	t	17,000
Дрвени угаљ	t	19,020
Љуска сунцокрета	t	17,500
Слама	t	14,500
Пара	1000 kWh	3,600
Топла вода	1000 kWh	3,600
Електрична енергија	1000 kWh	3,600
Соларна енергија	1000 kWh	3,600
Геотермална енергија	1000 kWh	3,600

Вредности појединих корекционих фактора ( $A_{p,i}$ ) за неколико индустријских сектора приказани су у табели 3.2. Вредности фактора  $A_{p,i}$  разрађене су у оквиру Норвешке мреже за енергетску ефикасност у индустрији (Институт за енергетске технологије, ИФЕ, Кјелер, Норвешка) на бази вишегодишњих истраживања<sup>1</sup>, прикупљања и анализе података достављених од стране предузећа у индустријском сектору Норвешке. Да би се дефинисали поуздани фактори, неопходно је пратити потрошњу енергије за посматрани производ у оквиру производних процеса. Да би се ова активност могла спровести, неопходно је инсталирати мераче потрошње енергије/енергената по појединим погонима и спровести билансирање енергетских токова за посматране производе.

На нивоу Европске Уније спроведено је више различитих пројеката који су имали циљ да утврђују специфичне потрошње енергије по појединим индустријским гранама и у склопу тога одређују корекционе факторе за различите врсте производа у појединим секторима прерађивачке индустрије. Један од таквих пројеката је и пројекат BESS – Benchmarking and Energy Management Schemes in SMEs (EIE/07/103/SI2.466702). Доступни резултати оваквих пројеката могу бити коришћени као основа за усвајање одговарајућих величина – корекционих фактора  $A_{p,i}$  за одговарајући индустријски сектор.

### 3.2 ЕНЕРГЕТСКИ ПРЕГЛЕД

Сагласно Закону о ефикасном коришћењу енергије [3.2], енергетски преглед је дефинисан као систематска процедура за прибављање потребних података и сазнања о постојећем нивоу и начину производње, преноса, дистрибуције и употребе енергије објекта, производног процеса приватних и јавних услуга, помоћу којих се утврђују и квантификују могућности за економски исплативо, ефикасно коришћење енергије.

Енергетски преглед је детаљна студија која се спроводи ради:

- утврђивања како и где се енергија користи или се трансформише из једног облика у други;
- утврђивања нивоа потрошње енергената на испитиваној локацији, објекту или организацији са циљем да се идентификују сви енергетски токови;
- дефинисања мера којима се остварују уштеде;
- оцене економске и техничке оправданости имплементације мера за повећање енергетске ефикасности;
- дефинисања листе приоритетних активности које ће повећати ефикасност и смањити утрошак енергије (рангирање мера енергетске ефикасности).

---

<sup>1</sup> У оквиру Норвешке мреже за енергетску ефикасност развијена је веб-апликација (база података) у оквиру које се похрањују подаци о обиму производње, количинама потрошње енергије и енергената. У базу се складиште подаци из 800 компанија од 1989. године, при чему свака од компанија једном годишње попуњава упитник у оквиру базе података.

**Табела 3.2** Примери корекционих фактора  $A_{p,i}$  за израчунавање еквивалентног производа за неколико индустријских сектора [3.1]

Производ	Јединица	Дефиниција	Корекциони фактор
<b>ПРОИЗВОДЊА МЛЕКА</b>			
Млеко	l	Сирово млеко	0
Производи од слатког млека	l	Прерађено млеко и павлака, неконцентрисани	0,209
Производи од киселог млека	l	Јогурт и остали ферментисани производи (нису паковани у пластичну амбалажу)	0,657
Тврди сир	kg	Зрели тврди сир	1,925
Остали сиреви	kg	Остале врсте сирева који су зрели	2,854
Казеин	kg	Казеин	1,952
Дехидрирани производи	kg	Млеко у праху, сурутка у праху и др.	3,812
Бутер	kg	Бутер	0,800
Трајни производи	l	Млеко, концентровано, у течном стању	0,787
Млеко које се предаје другим произвођачима	l	Непрерађено млеко, само охлађено	0,076
Сокови	l	Сокови од воћа и поврћа	0,209
<b>ПРОИЗВОДЊА И ПРЕРАДА МЕСА</b>			
Товљеници	t	Свеже месо	1,0
Кувани/печени производи	t	Обрађени производи од меса (кувањем и печењем)	2,9
Прерађевине од меса	t	Усољено месо, сушено, димљено	5,7
Замрзнуто месо	t	Замрзнуто свеже месо	1,4
<b>ИНДУСТРИЈА ПИВА</b>			
Пиво	hl	Пиво	1,0
Безалкохолна пића	hl	Минерална вода	0,4
<b>ПЕКАРСКА ИНДУСТРИЈА</b>			
Брашно	t	Брашно као основна и најзначајнија сировина је погодна за дефинисање еквивалентног производа	1,35

Овлашћени енергетски саветник је лице (физичко или правно) које је овлашћено за спровођење енергетских прегледа у складу са одредбама Закона [3.2]. Своју компетенцију овлашћени енергетски саветник (физичко лице) доказује лиценцом коју издаје овлашћена институција (Министарство рударства и енергетике). Након

извршеног енергетског прегледа, енергетски саветник припрема извештај о енергетском прегледу који доставља обвезнику система или другом наручиоцу енергетског прегледа. Извештај се, на захтев, доставља на увид министарству надлежном за послове енергетике. Овај извештај поред енергетског биланса и анализе енергетске ефикасности постројења, односно објекта садржи и техно-економску анализу могућности повећања енергетског степена корисности, односно могућности побољшања енергетских својстава објекта. Извештај о енергетском прегледу обавезно треба да садржи завршно стручно мишљење које укључује предлог мера које је потребно спровести да би се остварило унапређење енергетске ефикасности.

Методологију за спровођење енергетског прегледа ближе прописује надлежно министарство.

Обвезници СЕМ-а, привредна друштва, дужни су да спроведу енергетски преглед најмање једном у пет година, односно једном у десет година за обвезнике система из члана 16. тачка 4) Закона о ефикасном коришћењу енергије, а то су: органи државне управе и други органи Републике Србије, органи аутономне покрајине и јавне службе које користе објекте у јавној својини. Поменути обвезници система из јавног сектора дужни су да једном у десет година спроведу енергетски преглед на објектима са површином већом од 500 m<sup>2</sup>.

### 3.2.1 Циљ енергетског прегледа

Енергетски преглед је кључни корак у СЕМ-у будући да је спровођење енергетског прегледа ради утврђивања полазне основе један од првих корака код имплементације СЕМ-а.

Иако се укупна потрошња енергије на посматраној локацији може лако сазнати, енергетски токови за посматрано билансно поље или енергетска ефикасност различитих операција не могу се једноставно проценити, а ове информације су од значаја за утврђивање могућности унапређења енергетске ефикасности.

Енергетским прегледом могу се:

- проценити колики су трошкови за енергију и који је њихов удео у укупним трошковима производње;
- утврдити финансијски и технички изводљиве опције за смањење коришћења енергије;
- утврдити могући начини побољшања продуктивности интервенцијама у подручјима која нису директно повезана са потрошњом енергије, као што су боље искоришћење радне снаге, смањење отпада у сировинама, побољшан квалитет производа.

Треба имати у виду да постоји неколико „нивоа” енергетских прегледа, који могу да обухватају једноставну или детаљну анализу података која је често пропраћена спровођењем посебних испитивања производних процеса и помоћних система за снабдевање погона енергетским флуидима. Време потребно за спровођење било ког



енергетског прегледа зависи од величине и комплексности онога што представља предмет прегледа, али предност треба дати секторима или деловима постројења који су највећи потрошачи енергије.

Принципијелно се разликују две врсте енергетских прегледа:

- кратак (прелиминарни) и
- детаљни (дијагностички).

### **3.2.2 Кратак енергетски преглед**

Кратак енергетски преглед има за циљ оцену тренутног нивоа потрошње енергије и одговарајућих трошкова за енергенте на основу постојеће документације и кратког прегледа локације/објекта. Предлажу се мере које не захтевају улагања, оне које се тичу измене организације и начина рада производних целина, као и пројекти са малим улагањем и кратким временом повраћаја инвестиције. Такође, сачињава се списак мера које захтевају средња и висока улагања, као и списак места која се додатно морају обрадити у детаљном енергетском прегледу. Активности које се спроводе у оквиру кратког енергетског прегледа укључују:

#### **Интервју и прикупљање података**

Током израде кратког енергетског прегледа, овлашћени енергетски саветник треба да буде у могућности да прикупи све потребне податке. У том циљу, он доставља упитник и обавља разговор са инжењерима, руководством, рачуноводством, особљем за одржавање и другим службеницима, како би добио одговарајуће информације. Важни документи који морају у овој фази бити прикупљени су: ситуациони планови погона (укључујући токове материјала и енергената, технолошке шеме производних погона и производних линија итд.), месечне записе о производњи и набавци енергената, обиму производње и утрошка најзначајнијих улазних сировина.

#### **Кратак преглед погона/постројења на локацији**

Обилазак и преглед погона на локацији реализује се у релативно кратком временском периоду. Током обиласка утврђују се очигледни извори расипања енергије, као што је недостајућа изолација, цурење паре, компримованог ваздуха и воде, евидентирају се неисправни погонски инструменти, утврђује се начин на који се до одређених уређаја допрема енергент или енергетски флуид (пара, топла или врела вода) и др. За време кратког прегледа обично се спроводи мали број једноставних мерења (мерење температуре загрејаних или хлађених површина, анализа димног гаса, детекција места цурења, интензитет осветљења, начин рада појединих уређаја – котлови, компресори, пумпе, вентилатори итд.).

#### **Анализа података**

Лице које спроводи кратак енергетски преглед спроводи прелиминарну анализу енергетских потреба на посматраној локацији за сваки енергетски извор (електрична енергија, гориво, итд.). Поред тога, оно врши и прву алокацију тих извора према

потрошњи сваког горива у сваком систему. Пример таквих алокација је дат у табели 3.3.

**Табела 3.3** Алокација енергетских извора

<b>Електрична енергија</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Хлађење</li> <li>▪ Вентилација</li> <li>▪ Електрохемијски процеси</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Топлотни процеси</li> <li>▪ Компримовани ваздух</li> <li>▪ Пумпе</li> </ul>
<b>Гориво</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Грејање простора</li> <li>▪ Топла вода</li> <li>▪ Процесна пара</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Процесна топлота</li> <li>▪ Пара за когенерацију</li> </ul>

### Предлог мера за унапређење ефикасности

Мере за унапређење енергетске ефикасности се класификују као:

- мере које не захтевају улагања или се ради о улагањима ниског нивоа;
- мере које захтевају улагања средњег нивоа и
- мере које захтевају капитална улагања.

Мере које не захтевају улагања или се ради о улагањима ниског нивоа треба прво да буду имплементирани на једној локацији.

Када се ради о применама мера унапређења енергетске ефикасности које подразумевају улагања средњег нивоа, потребна је детаљнија анализа. Треба да се одреде приоритети међу предлозима и изради финансијски план. За атрактивније препоруке, требало би спровести детаљан енергетски преглед.

Препоруке за високо-трошковне мере захтевају веома детаљну припрему са техничке и финансијске тачке гледишта. У овом смислу, потребно је да се изради детаљна студија изводљивости за сваку од мера која подразумева капиталне инвестиције.

### Припрема извештаја и презентација резултата руководству

Извештај о прелиминарном енергетском прегледу приказује:

- опис постојеће ситуације у контексту потрошње енергије на разматраној локацији;
- израду енергетских биланса за дефинисане билансне границе;
- израчунавање одговарајућих индикатора који указују на ниво енергетске ефикасности;
- предлоге мера за уштеду који су груписани у три целине.

Уобичајено је да извештај кратког енергетског прегледа садржи извод за руководство, кратак опис погона и пратећих система који снабдевају погоне енергетским флуидима, графички приказ утрошка енергената по месецима, приказ корелације између обима производње и потрошње енергената, анализу рада и биланс појединих система који снабдевају погоне енергетским флуидима, обрачунате вредности појединих енергетских индикатора (најчешће је то специфична потрошња енергије), преглед и образложење мера енергетске ефикасности.

### 3.2.3 Детаљан енергетски преглед

Детаљан енергетски преглед представља сложенију студију и следи након кратког енергетског прегледа.

Детаљан енергетски преглед обухвата следеће основне фазе:

- планирање;
- визуелни преглед и упознавање са процесом;
- прикупљање основних података помоћу стандардизованог упитника;
- мерења;
- анализа података;
- вредновање података, израда предлога и
- формулисање плана активности праћења и извештавања.

Суштински, разлика између кратког и детаљног енергетског прегледа огледа се у времену трајања и у детаљности прикупљених података, изради енергетских биланса по појединим јединицама, као и у спровођењу детаљнијих и дуготрајнијих мерења на одабраним местима. Места на којима ће се спровести детаљна мерења су најчешће дефинисана у прелиминарном енергетском прегледу. То су места на којима је у кратког енергетском прегледу препознат значајан потенцијал за унапређење енергетске ефикасности, а да би се технички разрадио решење неопходно је прибавити реалне податке као подлоге за пројектовање.

### 3.3 ПРИБАВЉАЊЕ И ОБРАДА ПОДАТАКА

Кључни корак код сваког енергетског прегледа је прибављање података и реализује се помоћу стандардизованог упитника. Овај упитник се састоји из следећих делова:

- општи подаци;
- подаци о систему енергетског менаџмента;
- информације о потрошњи енергената;
- подаци о обиму производње и производним системима;
- подаци о техничким системима који опслужују производне погоне;
- подаци о објектима у и ван производног процеса.

Период за који се прикупљају подаци о потрошњи енергената и обиму производње је најчешће 36 месеци (3 године). На овај начин се обухватају дешавања која осликавају реално стање ствари у погледу начина коришћења енергије у компанији. Рачуни о испорученим енергентима на посматраној локацији представљају веома важан, али понекад и једини извор информација о количини утрошених енергената. Међутим, за праћење потрошње у оквиру система енергетског менаџмента ово није добар начин. Период у којем се врши читавање са мерача који служе за обрачун утрошеног енергента уобичајено траје од 15 до 30 дана. Зато се пропоручује да се праћење потрошње енергената обавља путем система аутоматског мерења (електричне енергије и то утрошене активне енергије, реактивне снаге и максимално ангажоване

снаге, природног гаса или друге врсте горива, као и воде која се користи у технолошком процесу). У оквиру овог система аутоматско читавање може бити подешено на часовном нивоу, једном у оквиру смене, на дан или једном у недељу дана. Предност праћења енергетских токова на часовном нивоу омогућава да се правовремено реагује на све евентуалне ситуације у току производног процеса које могу узроковати значајно повећање потрошње енергије или воде.

Да би резултати енергетског прегледа били употребљиви, неопходно је да подаци буду оперативни и да реално осликавају потрошњу енергената. Прикупљање података сложенијим мерењима треба вршити само у случају када не постоји ниједан други начин за прибављање релевантних података.

Подаци прикупљени током енергетског прегледа треба да буду анализирани тако да обезбеде подесне алате за оцену могућности унапређења енергетске ефикасности.

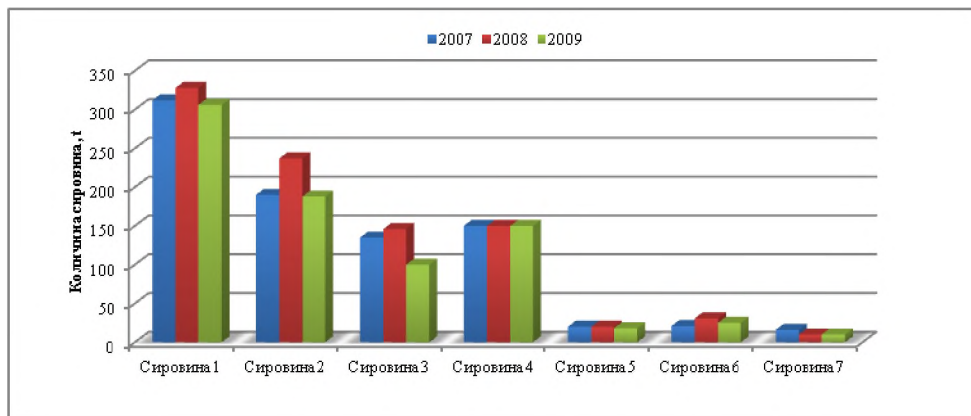
**Потрошња енергије у зависности од времена.** Дијаграми енергетског оптерећења у односу на време представљају драгоцен алат за анализу. Они обезбеђују директне информације и дозвољавају да се установе почетне процене о начину на који се енергија користи у разним секторима или процесима. У принципу, уобичајени дијаграми енергетског оптерећења у односу на време који се користе су:

- потрошња електричне енергије на часовном, дневном или месечном нивоу;
- месечна потрошња енергије која се добија из енергената или количина топлоте.

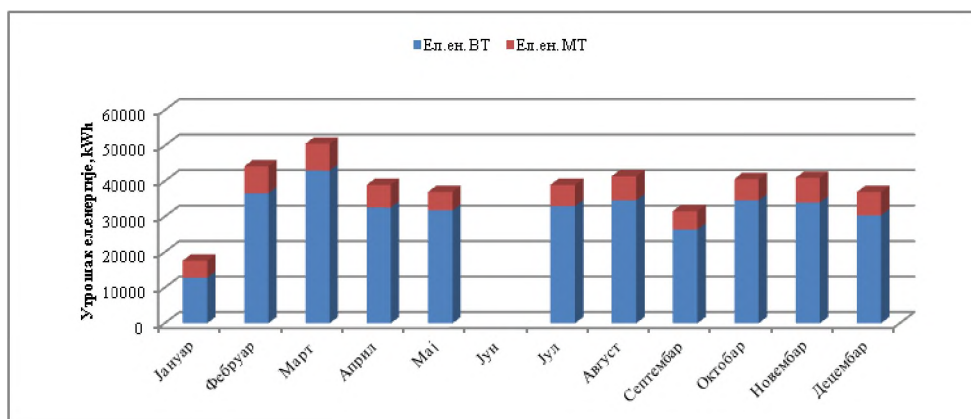
**Структура потрошње енергије на годишњем нивоу.** Прорачунски треба да се изведе кумулативна структура потрошње енергије за сваку врсту горива у заједничким јединицама (нпр. kWh), у облику табеле или графичког приказа. Сличне графиконе треба сачинити за алокацију трошкова за сваки облик енергије који се испоручује.

**Специфична потрошња енергије.** Где год је то могуће, треба израчунати специфичну потрошњу енергије (СПЕ) за процесе, тј. утрошену енергију по јединици производа. Након израчунавања специфичне потрошње енергије, често се могу упоредити резултати са стандардима који се односе на сличне системе. Треба даље испитати сваку вредност специфичне потрошње енергије која се у већој мери разликује од постојећих стандарда јер се на тим местима могу остварити унапређења енергетске ефикасности. Коначно, корелација између енергије и специфичне потрошње енергије по јединици производа може да покаже вредне резултате у вези са енергетском ефикасношћу и енергетским учинком разних процеса.

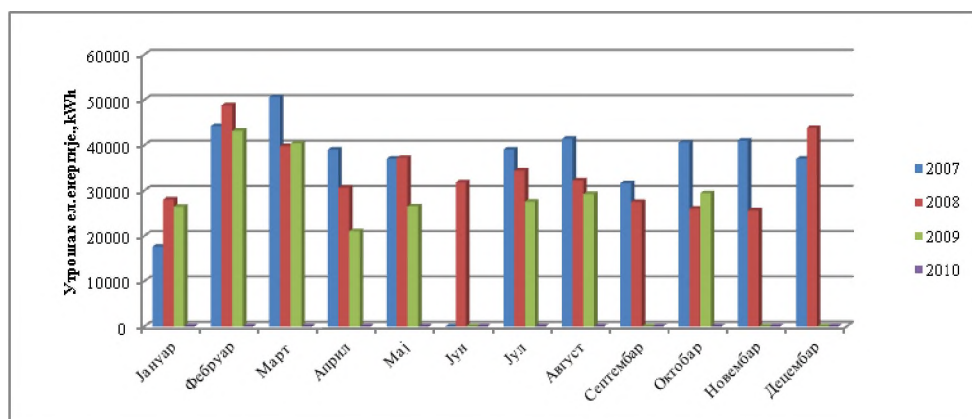
Примери различитих начина приказа података дат је на сликама 3.2 до 3.10.



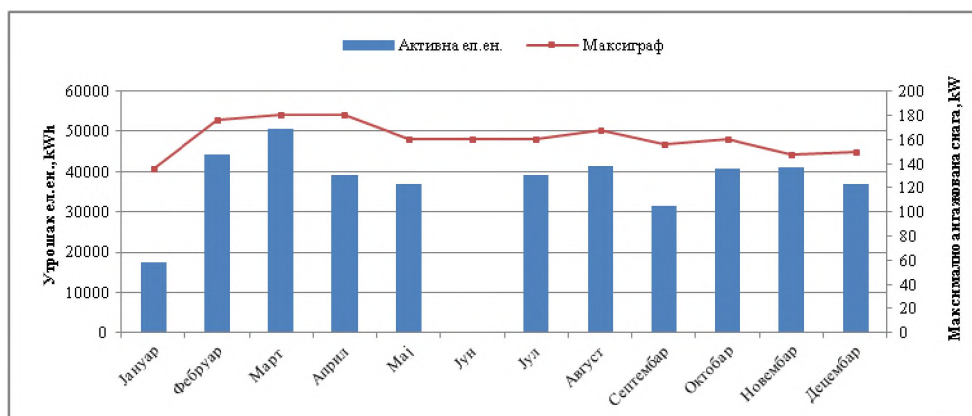
Слика 3.2 Приказ упоредне потрошње сировина на годишњем нивоу



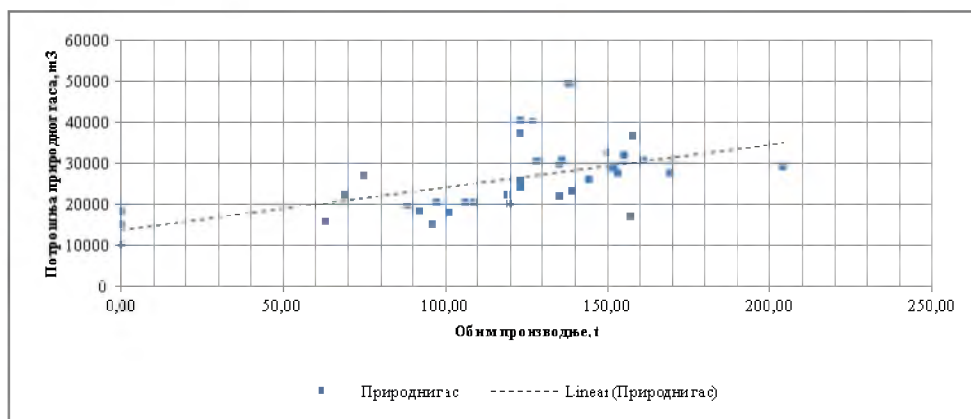
Слика 3.3 Хистограмски приказ месечне потрошње ел. енергије



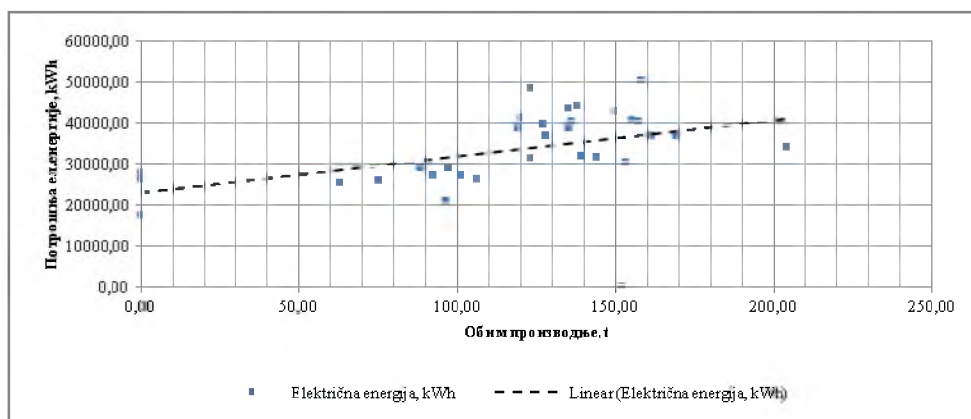
Слика 3.4 Упоредни приказ месечне потрошње ел. енергије у периоду од 3 узастопне године



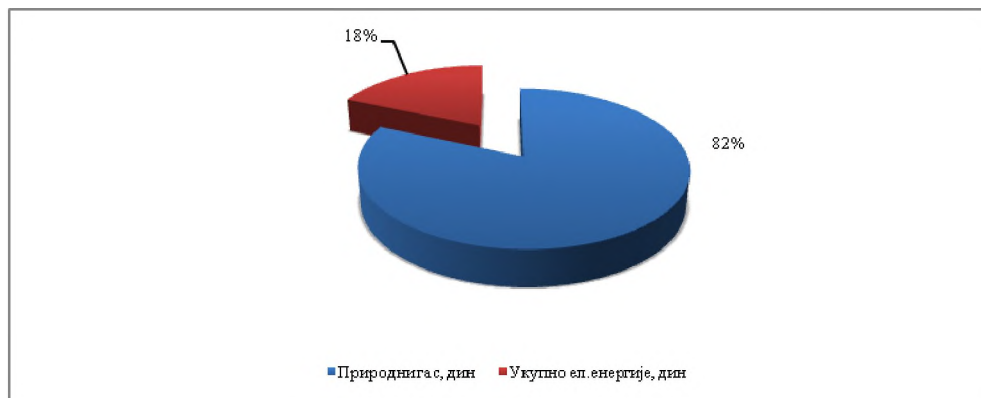
Слика 3.5 Упоредни приказ активно утрошене електричне енергије и максимално ангажоване снаге по месецима



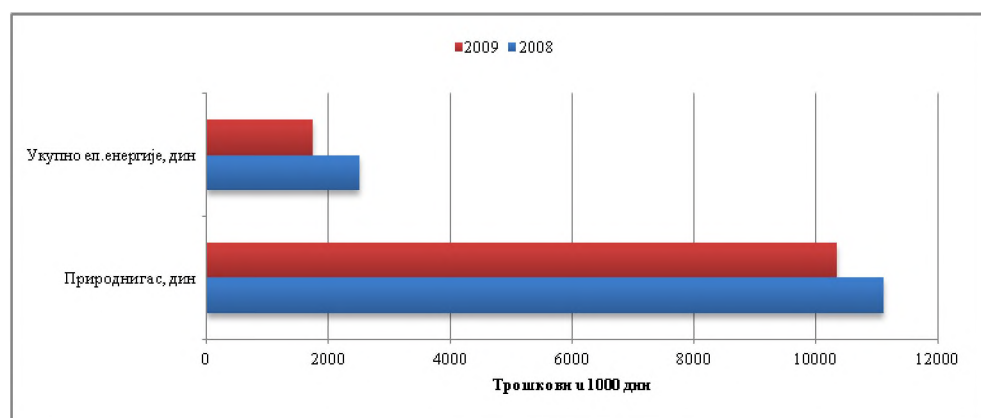
Слика 3.6 Корелација између обима произвође и потрошње природног гаса (месечни ниво)



Слика 3.7 Корелација између обима произвође и потрошње електричне енергије (месечни ниво)

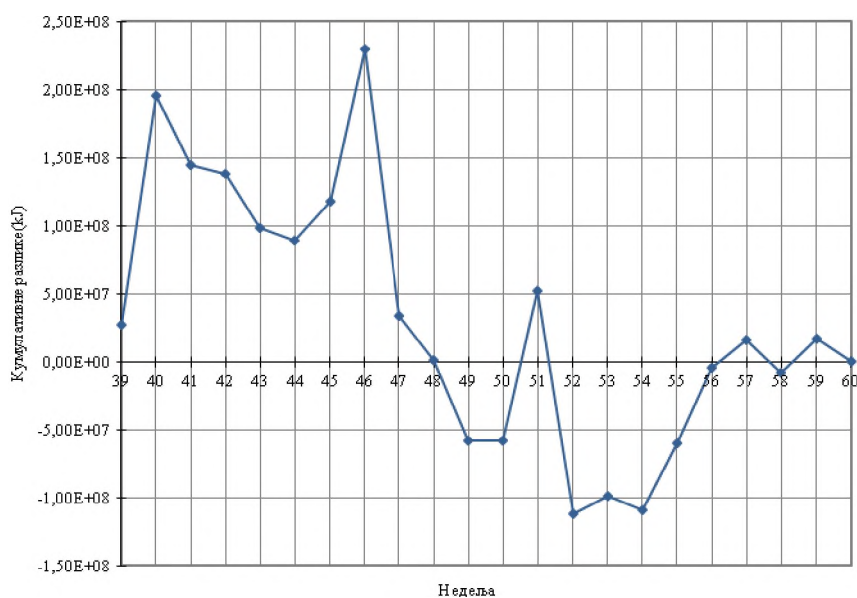


Слика 3.8 Удео појединих енергената у укупним трошковима



Слика 3.9 Поређење трошкова за поједине врсте енергената по годинама



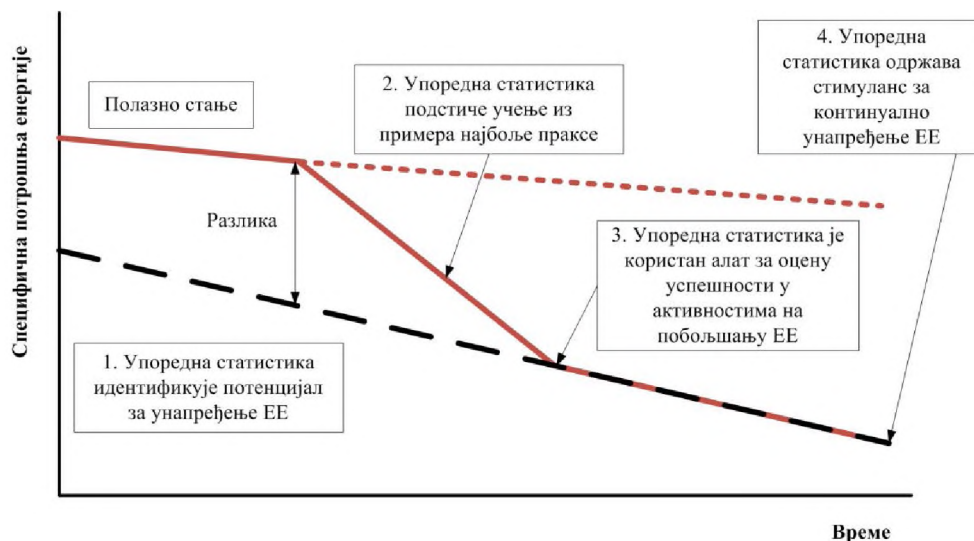


Слика 3.10 Дијаграм кумулативних разлика

### 3.4 УПОРЕДНА СТАТИСТИКА

Специфична потрошња енергије представља индикатор који је погодан за поређење индустријских компанија у једној бранши. Упоредна статистика (енгл. benchmarking) даје могућност квантификације потенцијала за унапређење. На слици 3.11 дат је дијаграм који говори о активности једне организације која је предузела кораке ка унапређењу енергетске ефикасности поредећи се са најбољима у својој бранши.

Основни корак је дефинисање полазног стања (спровођењем енергетског прегледа) и дефинисање одговарајућих индикатора који могу послужити за поређење са другима у сличном окружењу (бранши). У конкретном случају, компанија је препознала значајну разлику у вредности специфичне потрошње енергије поредећи се са компанијом која је водећа у бранши. Дефинисане су мере које би могле да, у одређеном временском периоду, доведу до унапређења енергетске ефикасности, што је и потврђено перманентним праћењем и мерењем постигнутих ефеката унапређења (континуално смањење специфичне потрошње енергије). Коначно, дошло је до изједначавања са перформансом најбоље компаније у бранши. Упоредна статистика је веома користан алат када је реч о континуалном унапређивању и може представљати одличан стимуланс за имплементацију мера унапређења с обзиром да даје могућност квантификације ефеката примењених мера ЕЕ.



Слика 3.11 Пример имплементације упоредне статистике [3.5]

## Литература

- [3.1] Јанкес, Г., Стаменић, М., и др.: Приручник за побољшање енергетске ефикасности и рационалну употребу енергије у индустрији, Иновациони центар Машинског факултета у Београду, Београд, 2009.
- [3.2] Закон о ефикасном коришћењу енергије, Сл. гласник РС, бр. 25/13
- [3.3] EN 16247-1:2012 Energy audits - Part 1: General requirements
- [3.4] EN 16247-3:2014 Energy audits - Part 3: Processes
- [3.5] EN 16231:2012 Energy efficiency benchmarking methodology

## Питања

1. Навести дефиницију енергетске ефикасности према Закону о ефикасном коришћењу енергије?
2. Које су најчешће коришћени индикатори за оцену енергетске ефикасности?
3. Шта је специфична потрошња енергије?
4. Како се рачуна специфична потрошња енергије када постоји већи број улазних енергената, и већи број различитих производа?
5. На који начин се долази до вредности еквивалентног производа?
6. Шта је енергетски преглед?
7. Шта је циљ енергетског прегледа?
8. Које врсте енергетских прегледа постоје? Која је основна разлика између различитих врста енергетских прегледа?

3. Енергетска ефикасност, индикатори енергетске ефикасности, енергетски преглед, прикупљање и анализа података, упоредна статистика 3-19

---

9. Који су основни кораци код спровођења енергетског прегледа?
10. Навести период за који се прикупљају подаци о потрошњи енергената и о обиму производње?
11. Која је предност праћења енергетских токова?
12. Шта је то упоредна статистика?
13. Која је корист од упоредне статистике?



## **4. НАЧИНИ ПРИКАЗИВАЊА ПОТРОШЊЕ ЕНЕРГИЈЕ**

**Србислав Генић**

Процес производње обухвата комплексну трансформацију улазних у излазне величине у оквиру производног постројења. Постоје три основна типа улазних величина у процес производње: материјал (сировина), енергија и остали фактори (знање и информације, новац, технолошка опрема итд.). Излазне величине из производног процеса су: основни (примарни) производи и нуспроизводи (секундарни), губици материјала (чврсти, течни и гасовити отпад), губици енергије (дисипација енергије), као и остали фактори.

Технолошки процес (поступак) чини низ технолошких операција (тзв. основне операције) неопходних да се од сировине добије финални производ уз остваривање економских и друштвених циљева. Технолошке операције обављају се помоћу технолошких уређаја који се могу грубо поделити на основну и помоћну опрему. Основна опрема, у коју спадају апарати и машине, подразумева уређаје помоћу којих се остварују одређене технолошке операције. Поред основне опреме у сложена постројења уграђују се елементи који, по дефиницији, не спадају у апарате и машине. Такви елементи се називају помоћни уређаји или помоћна опрема. Помоћна опрема обезбеђује исправно и поуздано функционисање система као целине и његових појединачних елемената (мерна, регулациона и сигурносна опрема итд.).

Апарати припадају групи уређаја у којима се остварују одређене технолошке операције првенствено услед кретања радних медијума кроз сам уређај, деловања радних медијума једних на друге и евентуалне размене енергије (топлоте или механичког рада).

Машине представљају уређаје који сталним кретањем својих склопова за време обављања операције обезбеђују трансформацију облика и димензија полазног материјала уз трансформацију једног облика енергије у други.

### **4.1 ОПШТА СТРУКТУРА ТЕХНОЛОШКОГ ПРОЦЕСА**

У даљем тексту разматраће се технолошки процеси у областима:

- процесног инжењерства – технолошки поступци у индустријама производње и прераде хране и пића, нафте, хемијских и фармацеутских производа, итд.
- машинског инжењерства – технолошки поступци производње уређаја, склопова и елемената уређаја.

Основне компоненте типичног технолошког поступка приказане су на слици 4.1. Сваки блок представља фазу у свеукупном процесу потребном за производњу, при чему нису све фазе неопходне у свакој врсти производње, а сложеност сваке од фаза

зависи од природе технолошког процеса. У току свог рада инжењери се баве избором и распоредом фаза и основних операција, као и избором, спецификацијом, конструисањем и одржавањем потребне технолошке опреме.



Слика 4.1 Општа структура технолошког поступка

### Фаза 1 Складиштење сировина

Производни поступак почиње набавком или дотуром сировина (репроматеријала) које се смештају у складишта пре употребе. Складиштење има функцију балансирања несразмерности између прилива сировина (укључујући и прекиде у снабдевању) и динамике производње. Потребне и карактеристике складиштења зависе од природе (својстава) сировина, начина испоруке, потребних услова за складиштење, као и

гаранција континуитета испоруке. Сировине се могу куповати од другог правног лица и допремати цевоводима или превозним средствима, али се могу добављати и из суседног постројења унутар истог фабричког комплекса помоћу цевовода или средстава унутрашњег транспорта.

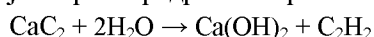
Величина и тип складишног простора зависе од начина дотура сировина. Нпр. у случају бродског транспорта потребно је да складишни простор може да прими сировине потребне за рад постројења од неколико месеци, док се за друмски или железнички транспорт користе се по правилу мања складишта која обезбеђују залихе за неколико недеља. Ако се сировине испоручују као интермедијарни производ из суседног постројења, потреба њиховог задржавања између постројења износи од неколико сати до неколико дана.

### **Фаза 2 Припрема сировина**

Ради припреме за технолошке операције сировине се подвргавају физичко–хемијским трансформацијама, као што су:

- пречишћавање – издвајање нежељене чврсте фазе из флуида или издвајање крупне фракције при изради малтера у зидарству;
- термички третман – загревање ради стерилизације или испаравање течне сировине пре увођења у гасне реакторе;
- уситњавање – дробљење, млевење;
- чишћење – уклањање рђе са металних површина или прање сирових плодова за индустрије производње хране и пића;
- сортирање – према квалитету плода сирови плодови упућују се на различите технолошке поступке (нпр. најквалитетнија шљива се суши, а шљива лошијег квалитета иде за производњу ракије или пекмеза).

На пример, ацетилен ( $C_2H_2$ ) се може добити хидролизом калцијум–карбида (реакцију је открио Фридрих Волер 1862. године)



Ако је набављена сировина овако произведен ацетилен, познато је да може да садржи арсенична и сумпорна једињења, као и друге нечистоће које се морају уклонити пре употребе ацетилена у некој реакцији или операцији. То се обавља третманом концентрисаном сумпорном киселином (или неким другим поступком), чиме се добија довољно чист ацетилен за реакцију са нпр. соном киселином ради производње дихлоретана.

### **Фаза 3 Извршење трансформација**

Под извршењем трансформације подразумева се промена физичко-хемијских карактеристика припремљене сировине (физичког облика, хемијског састава итд.). У питању је једна или низ технолошких операција обраде сировине које чине технолошки процес (поступак).

У машинској индустрији спроводе се основне технолошке операције као што су ливење, пресовање, савијање, извлачење, глодање, рендисање, резање, бушење, брушење, сечење, пробијање, заваривање, лемљење, лепљење итд.

У процесној индустрији основна технолошка операција која има за циљ промену хемијског састава назива се реакција (хемијска или биохемијска). Ради њеног одвијања, сировине (у хемијској индустрији називају се реактанти) се у потребним количинама доводе у контакт под контролисаним условима тако да формирају жељени производ. У зависности од типа и услова под којима се одвијају реакције добија се, поред финалног производа, и низ нуспроизвода и нежељених једињења (нечистоћа).

#### **Фаза 4 Издвајање и пречишћавање производа**

Ова фаза, која је карактеристична за процесну индустрију, омогућава да се производи и нуспроизводи одвајају једни од других, као и од неизреагованих сировина и нечистоћа. Ако их има у довољној количини, неизреаговане сировине се рециклирају и враћају у процес: директно у реактор или у фазу припреме. Ако се производе у економским количинама, нуспроизводи се такође могу подвргнути пречишћавању ради продаје.

#### **Фаза 5 Побољшање карактеристика производа**

Пре изношења производа на тржиште ради продаје, главни производ обично је потребно додатно третирати ради задовољења спецификације производа која у неким случајевима може бити прописана стандардима.

У процесним индустријама у питању су:

- издвајање нечистоћа; нпр. из рафинисаног алкохола издвајају се алдехиди, кетони, виши алкохоли, метанол итд.;
- додавање адитива у моторна горива, моторна и друга уља, као и многи други поступци.

У машинској индустрији у питању је заштита од корозије (лакирање, емајлирање, цинковање, галванизација, ...), или измена структуре чији је циљ добијање бољих карактеристика производа (каљење, жерење, отпуштање, нормализација, цијанизација, цементација, синтеровање, ...).

#### **Фаза 6 Складиштење и паковање производа**

Динамика дистрибуције (продаје) готовог производа ће, у општем случају, бити различита од динамике производње. Због тога је неопходно да се финални производ складишти и чува под контролисаним условима, да не би изгубио своје неопходне карактеристике.

Природа финалног производа утиче на начин његовог паковања. Такође, начин паковања зависи и од врсте транспорта која се примењује. Нпр. течности се обично пакују у флаше, бачве, бурад, резервоаре итд., док се чврсти материјал пакује у вреће, кутије или се балира.



### **Помоћни процеси**

Поред главних фаза процеса приказаних на слици 4.1, постоји и цео низ помоћних процеса који укључују пре свега снабдевање енергетским ресурсима потребним за технолошки процес: производња и дистрибуција водене паре, процесне воде, воде за хлађење, компримованог ваздуха, електричне енергије итд. Такође, у помоћне процесе укључују се и одржавање постројења, послови заштите од пожара, техничке експертизе ради утврђивања или доказивања карактеристика финалних производа и међу производа, мерења утрошених ресурса (материјала, енергије) итд.

Непожељне супстанце одвајају се од материјала у различитим фазама технолошког поступка. Материјал који се може поново употребити или рециклирати, привремено се складишти и враћа у производни процес, а нежељени материјал третира се као отпад. Отпад (појављује се у свим агрегатним стањима) се мора припремити за одговарајуће одлагање или испуштање у окружење, при чему се води рачуна о прописима који се односе на дозвољено загађење околине.

#### **4.1.1 Контрола и управљање процесима**

Основни циљеви управљања технолошким процесима везани су за производност и безбедност постројења и у оба случаја основни задатак је одржавање процесних променљивих унутар жељених ограничења.

Безбедан рад постројења подразумева:

- детектовање опасних ситуација (када се оне појаве и развијају);
- узбуњивање (алармирање) особља које надзире производњу, као и других заинтересованих чинилаца безбедносног система (ватрогасци итд.);
- обезбеђивање блокада ради спречавања неисправног рада постројења, укључујући и аутоматско искључивање система.

Одржавање производности подразумева:

- постизање и одржавање задатог (пројектованог) производног капацитета и квалитет производа;
- рад при минималним могућим оперативним производним трошковима укључујући трошкове радне снаге, енергетике и одржавања.

У типичном производном технолошком постројењу ови циљеви постижу се мерењима процесних и других параметара, аутоматском и мануелном контролом, као и лабораторијским и другим анализама.

#### **4.1.2 Основни појмови везани за технолошке операције у процесној индустрији**

Технолошке операције у процесној индустрији су операције транспорта супстанције у хетерогеним системима, чији је циљ постизање жељеног састава у једној од фаза система [4.1]. Уколико се две фазе доведу у контакт долази до спонтаног транспорта супстанције (једне или више компонената) из једне у другу фазу, при чему долази до промене физичких и/или хемијских својстава фаза. Транспорт супстанције може се

одвијати до тренутка достизања равнотежног стања, односно до достизања топлотне, механичке и концентрационе равнотеже између фаза [4.2].

Фаза је хомогена област хетерогеног система која се може механички раздвојити од осталих делова система које га сачињавају. Између фаза система постоји површ која се назива граница фаза (фазна граница) и која представља границу хомогених области система. На граници фаза постоји скоковита промена физичких и/или хемијских својстава (састава и величина стања).

Постоје случајеви када фаза има исто значење као и агрегатно стање. Тројна тачка воде подразумева истовремено присуство три агрегатна стања: чврсто (лед), течност и гасовито стање (водена пара). У овом случају хетерогени систем је трофазни. Такође, постоје случајеви када се не могу поистоветити појмови фазе и агрегатног стања. Уколико се у посуди помешају вода и јестиво уље на собним условима, постоји једно агрегатно стање (течно) али две фазе, с обзиром да се ове две течности практично не мешају.

У физици се дефинишу три агрегатна стања: чврсто, течност и гасовито. Из практичних разлога у техници се прави разлика између гаса на температури изнад и гаса на температури испод критичне температуре. Уколико се гас налази на температури испод критичне назива се пара и она се хлађењем може превести у течност агрегатно стање.

Свака фаза се састоји од једне или више супстанција. Супстанција је облик материје одређеног хемијског састава, који се састоји од елементарних честица: молекула, атома, јона и електрона. Појам супстанције често се идентификује са појмом материје, што није исправно, јер се материја појављује у више различитих облика, па су тако светлост, електрицитет, магнетизам, вакуум или физичко поље, материјалне природе. Супстанција (нпр. гвожђе, вода, кварц итд.) је квалитативно и квантитативно одређена својствима, као што су хемијски састав, боја, густина, температура топљења и кључања, тврдоћа итд.

Уколико се фаза састоји од више компоненти назива се мешавина или смеша. Уобичајено је да се састав вишеккомпонентне фазе изражава помоћу количина компоненти које је сачињавају. Појам компоненте је уведен због једноставнијег описивања фазе. У највећем броју случајева компонента је један хемијски елемент или хемијско једињење. Утечњени ваздух се практично састоји од две компоненте: азота и кисеоника. При проучавању дестилације која се спроводи ради раздвајања азота и кисеоника, ваздух се третира као двокомпонентна мешавина. Са друге стране у неким случајевима једна компонента може бити мешавина већег броја хемијских елемената или једињења. Тако је нпр. уобичајено да се у техници климатизације влажан ваздух третира као двокомпонентна мешавина која се састоји од водене паре и сувог ваздуха, без обзира на чињеницу што је сув ваздух мешавина азота, кисеоника, аргона, угљендиоксида, водоника, неона, хелијума, криптона и ксенона.

## 4.2 ПРИНЦИПИ ИЗРАДА БИЛАНСА ПРОИЗВОДНОГ ПРОЦЕСА

У току животног циклуса производног постројења неопходно је анализирати могућности за максимизирање продуктивности, минимизирање улагања по јединици производа и побољшање услова рада. Резултати спроведених анализа омогућавају да се врше техничка и оперативна припрема производње. Кроз техничку припрему се, на основу расположивих сировина и ресурса, као и жељених карактеристика производа, дефинише производни процес кроз неопходни низ технолошких поступака и операција, врши избор технолошке опреме, број и позиције радних места, методологија тестирања производа и технолошке опреме, нормирање производних и радних капацитета итд. Оперативна припрема производног процеса бави се планирањем активности у припреми и производњи, како би се извршио предвиђени план производње: планира се набавка сировина и помоћних материјала, одржава се производна опрема, отклањају се застоји у производњи, прати се и евидентира извршење оперативних планова производње.

Техничка и оперативна припрема производње подразумевају анализирање свих података о технолошком процесу и опреми, а у области енергетског менаџмента једна од најважнијих анализа спроводи се кроз билансирање. Билансирање је поступак којим се повезују улазне и излазне величине технолошког процеса, а документ у коме се записују везе између улазних и излазних величина назива се биланс. Ради јаснијег представљања производног процеса, односно ради лакше комуникације заинтересованих, уз билансе израђује се и више типова графичких приказа процеса.

Циљеви израде биланса производног процеса су:

- повезивање физичко–хемијских параметара сировина и неопходних ресурса са жељеним карактеристикама финалних производа у фази пројектовања и конструисања;
- анализа производног процеса у току животног века постројења/фабрике ради спречавања нерационалног трошења сировина и других ресурса, као и ради смањења њиховог утрошка по јединици производа.

Другим речима, биланси су основа за разумевање технолошких процеса. Биланси представљају практичну примену закона очувања (називају се и закони одржања)<sup>1</sup>, према којима се одређено мерљиво својство изолованог система не може променити, без обзира на трансформације које се дешавају унутар система. На основу овог става

---

<sup>1</sup> Закони очувања приписују се многим мислиоцима и филозофима кроз људску историју. Важна идеја у древној грчкој филозофији је да „ништа не долази ни из чега“. Оваква размишљања су се у различитим облицима нашла забележена у свим великим цивилизацијамау старом и средњем веку. Вероватно најранија забелешка која говори о овој теми може се наћи у Библији (у Старом Завету) – Књига Проповедникова 3,14: Дознах да што год твори Бог оно траје довека, не може му се ништа додати, нити се од тога може шта одузети.

следи низ закона очувања: очување масе и енергије, момента импулса, електричног набоја, магнетног флукса итд.

До појаве квантне физике и успостављања еквивалентности масе ( $m$ , kg) и енергије ( $E$ , J), сматрало се да су обе ове величине константне: маса се не мења при хемијским или физичким трансформацијама, енергија се трансформише из једног облика у други, али њен укупан износ остаје исти. Последица оваквог поимања је формирање две врсте билансних једначина које у области природних и инжењерских наука: једначина биланса супстанције и једначина биланса енергије.

Ајнштајн (Einstein) је доказао да су маса и енергија повезани једначином

$$E = m \cdot c^2 \quad (4.1)$$

што значи да се енергија и маса могу трансформисати једно у друго ( $c$ , m/s, брзина светлости).

У процесном и машинском инжењерству (изузимајући област нуклеарне технике) се и даље енергија и супстанција разматрају одвојено, па се у техничкој пракси користе биланси материјала (супстанције) и енергије, базирани на тзв. приближним законима о очувању масе и енергије. Оба закона су врло тачна под условом да су брзине кретања елемената система мале (тзв. нерелативистичке), као и да интеракције унутар система не укључују нуклеарне реакције.

#### **Закон о очувању масе**

Укупна маса затвореног (изолованог) система је константна, односно не мења се као резултат процеса који се одвијају унутар система. Постоје и другачије формулације. Нпр. за било који физичко–хемијски процес у изолованом систему, маса реактанта мора бити једнака маси производа. То значи да маса не може бити створена или уништена, мада може бити трансформисана у другачији облик.

#### **Закон о очувању енергије**

Укупна количина енергије у изолованом систему је непроменљива. Другим речима, унутар изолованог система енергија може да промени своју локацију или облик, али не може бити ни створена ни уништена. Укупна количина енергије система добија се сабирањем доприноса везаних за положај система, његово кретање (или кретање објеката унутар система), загревање објеката, итд. Према закону о очувању енергије нпр. хемијска енергија се може трансформисати у кинетичку енергију.

Пре објашњења самог поступка израде биланса материјала и енергије, неопходно је дефинисати основне физичко–хемијске величине потребне за израду биланса.

#### **4.2.1 Притисак**

Притисак је величина стања која је бројчано једнака интензитету силе која делује нормално на неку површину, сведеном на јединицу површине

$$p = \frac{F}{S} \quad (4.2)$$

где су:

- $F$ , N, интензитет силе у нормалном правцу;

- $S$ ,  $m^2$ , величина површине на коју делује сила.

Јединица за изражавање силе је паскал (Pa). У индустријској пракси користе се килопаскал (kPa), мегапаскал (MPa), и бар (bar) који износи  $10^5$  Pa. Атмосферски (барометарски) притисак на нивоу мора износи 101325 Pa, а притисак у простору без супстанције (апсолутни вакуум) је 0 Pa. Апсолутни притисак одређује се у односу на апсолутни вакуум и када је то неопходно записује се додатним словом „А“ иза мерне јединице (нпр. barA).

У техничкој пракси се, поред апсолутног притиска, среће и појам релативног притиска који бити изражен као:

- надпритисак (назива се и манометарски притисак) је апсолутни притисак умањен за вредност атмосферског притиска; када је неопходно записује се додатним словом „G“ иза мерне јединице (нпр. barG);
- потпритисак је атмосферски притисак умањен за вредност апсолутног притиска.

Пад (губитак) притиска је снижење притиска изазвано отпорима који се јављају при струјању флуида.

#### 4.2.2 Температура

Температура је величина стања која одређује степен загрејаности тела преко средње кинетичке енергије честица. Другим речима, температура је мера унутрашњег атомског и молекулског кретања у макроскопским објектима при термодинамичкој равнотежи.

Термодинамичка (апсолутна) температура изражава се у келвинима (K) и спада у основне јединице SI. За инжењерску праксу погоднија је изведена јединица степен Целзијуса ( $^{\circ}C$ ), при чему је температурски интервал од 1 K једнак температурском интервалу од  $1^{\circ}C$ . На притиску од 101325 Pa температура при којој долази до топљења леда износи  $0^{\circ}C$ , а температура кључања воде је  $100^{\circ}C$ . Уобичајено је да се апсолутна температура означава са  $T$ , а температура у степенима целзијуса са  $t$ . Веза између ове две температурске скале је следећа:

$$T [K] = 273,15 + t [^{\circ}C] \quad (4.3)$$

#### 4.2.3 Састав вишекомпонентних мешавина

Код вишекомпонентних система за израду биланса неопходно је познавати саставе мешавина. Компоненте мешавине означавају се:

- помоћу великих латиничних слова (A, B, C, ...) – најчешће у случају дво и трокомпонентних мешавина
- помоћу бројева (1, 2, 3, ...) како је уобичајено за вишекомпонентне мешавине.

У различитим областима науке и технике примењује се велики број начина изражавања састава вишекомпонентних система. Ако се мешавина састоји од  $N$  компоненти, количина супстанције може се изразити у облику

$$n_m = \sum_{i=1}^N n_i \quad (4.4)$$

а маса мешавине у облику

$$m_m = \sum_{i=1}^N m_i \quad (4.5)$$

где су:

- $n_i$ , kmol  $i$ , количина супстанције компоненте  $i$  у мешавини;
- $m_i$ , kmol  $i$ , маса компоненте  $i$  у мешавини.

Густина мешавине изражава се у облику

$$\rho_m = \frac{m_m}{V_m} \quad (4.6)$$

а специфична запремина мешавине је

$$v_m = \frac{V_m}{m_m} = \frac{1}{\rho_m} \quad (4.7)$$

Масена концентрација компоненте  $i$  у мешавини

$$\rho_i = \frac{m_i}{V_m} \quad (4.8)$$

а масена концентрација мешавине једнака је густини мешавине

$$\rho = \sum_{i=1}^N \rho_i = \sum_{i=1}^N \frac{m_i}{V_m} = \frac{\sum_{i=1}^N m_i}{V_m} = \frac{m_m}{V_m} = \rho_m \quad (4.9)$$

Молска концентрација компоненте  $i$  у мешавини

$$c_i = \frac{n_i}{V_m} \quad (4.10)$$

а молска концентрација мешавине једнака је молској густини мешавине

$$c = \sum_{i=1}^N c_i = \sum_{i=1}^N \frac{n_i}{V_m} = \frac{\sum_{i=1}^N n_i}{V_m} = \frac{n_m}{V_m} = \rho_m \quad (4.11)$$

Вега молске и масене концентрације компоненте  $i$  у мешавини

$$\rho_i = \frac{m_i}{V_m} = \frac{n_i \cdot M_i}{V_m} = M_i \cdot c_i \quad (4.12)$$

Молски удео је однос количине компоненте  $i$  и укупне количине супстанције и означава се са  $y_i$  за гасовите мешавине, а са  $x_i$  за течне и чврсте мешавине. Масени удео је однос масе компоненте  $i$  и укупне масе мешавине и означава се са  $w_i$ . Запремински удео је однос запремине компоненте  $i$  и укупне запремине мешавине и означава се са  $\phi_i$ .

### 4.3 ОПШТИ ОБЛИЦИ БИЛАНСНИХ ЈЕДНАЧИНА

У општем случају свака билансна једначина има следећи облик

**Улазна Величина + Извор = Понор + Излазна Величина + Акумулација**

Појам извора (понора) може се односити на супстанцију и/или енергију, зависно од природе процеса који се разматра. Издашност извора (понора) изражава се по јединици запремине и у јединици времена. Ако се поставља једначина биланса супстанције по компоненти А, онда издашност извор (понор) има димензије  $\text{kmolA}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$ , а уколико је у питању једначина енергетског биланса, димензије издашности извора (понора) су  $\text{J}/(\text{m}^3 \cdot \text{s}) = \text{W}/\text{m}^3$ . Изузев у нуклеарним процесима, укупна количина супстанције у процесу је константна. Са друге стране, при одвијању хемијских реакција могу се генерисати одређене компоненте у процесу.

Уколико нема извора (понора) општа билансна једначина гласи

**Улазна Величина = Излазна Величина + Акумулација**

Под акумулацијом подразумева се промена посматране карактеристичне интензивне величине у радној запремини по времену. Овај члан јавља се само при нестационарним радним режимима.

За континуалне процесе који се одигравају при стационарним радним условима, када се улазни параметри не мењају током времена, билансна једначина упрошћава се и гласи

**Улазна Величина = Излазна Величина**

У неколико примера који следе приказана су основна правила којих се треба придржавати при постављању билансних једначина, као и значај који имају приликом формирања математичког модела система.

### 4.4 БИЛАНС СУПСТАНЦИЈЕ

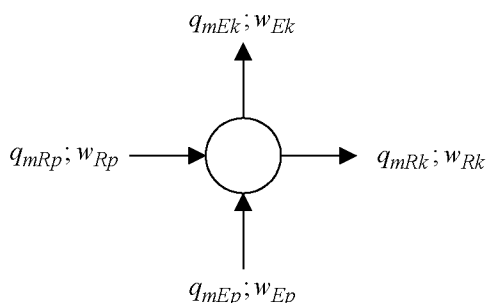
Биланс супстанције (некада је уобичајени термин био материјални биланс) јавља се у облику укупног биланса супстанције која пролази кроз технолошки процес, и као биланс по појединачним компонентама.

#### 4.4.1 Стационарне операције

Код стационарних операција које се одвијају у апаратима са континуалним током, услед транспорта супстанције између фаза које су у контакту, концентрације се у обе фазе мењају дуж површине контакта. На основу билансних једначина може се утврдити зависност састава једне фазе у функцији састава друге фазе. На слици 4.2 шематски је приказана стационарна операција.

У оквиру овог поглавља, фазе које су у контакту биће означене са *E* и *R*. Ове фазе су немешљиве и у општем случају могу да се састоје од већег броја компоненти које се транспортују између фаза. Ако се *n* компоненти транспортује из једне у другу фазу кроз површину контакта фаза (међуфазну површину), потребно је поставити *n* једначина биланса супстанције ради описа операције. Најчешће се поставља једначина укупног биланса супстанције за апарат (систем) и *n* – 1 једначина за

поједине компоненте. У наставку биће разматран случај када се једна компонента (А) транспортује из фазе  $R$  у фазу  $E$ .



**Слика 4.2** Протоци и састави фаза на улазу и на излазу

Ако се анализира случај транспорта само једне компоненте (А), ознака удела без индекса компоненте заправо подразумева садржај те компоненте у фази. Индекси  $p$  и  $k$  означавају улазно и излазно стање.

Једначина укупног биланса супстанције је

$$q_{mRp} + q_{mEp} = q_{mRk} + q_{mEk} \quad (4.13)$$

а једначина биланса по компоненти А гласи

$$q_{mRp} \cdot w_{Rp} + q_{mEp} \cdot w_{Ep} = q_{mRk} \cdot w_{Rk} + q_{mEk} \cdot w_{Ek} \quad (4.14)$$

где су:

- $q_{mRp}$ , kg/s, проток фазе  $R$  на улазу у апарат;
- $q_{mRk}$ , kg/s, проток фазе  $R$  на излазу из апарата;
- $q_{mEp}$ , kg/s, проток фазе  $E$  на улазу у апарат;
- $q_{mEk}$ , kg/s, проток фазе  $E$  на излазу из апарата;
- $w_{Rp}$ , kgA/kg(A+B+C+...), масени удео компоненте А у фази  $R$  на улазу;
- $w_{Rk}$ , kgA/kg(A+B+C+...), масени удео компоненте А у фази  $R$  на излазу;
- $w_{Ep}$ , kgA/kg(A+B+C+...), масени удео компоненте А у фази  $E$  на улазу;
- $w_{Ek}$ , kgA/kg(A+B+C+...), масени удео компоненте А у фази  $E$  на излазу.

На основу једначина (4.13) до (4.14) успостављена је веза између састава фаза на улазу и на излазу из апарата, што представља једначине биланса супстанције за апарат/операцију у целини. Биланс супстанције може се поставити и преко молских протока и одговарајућих удела.

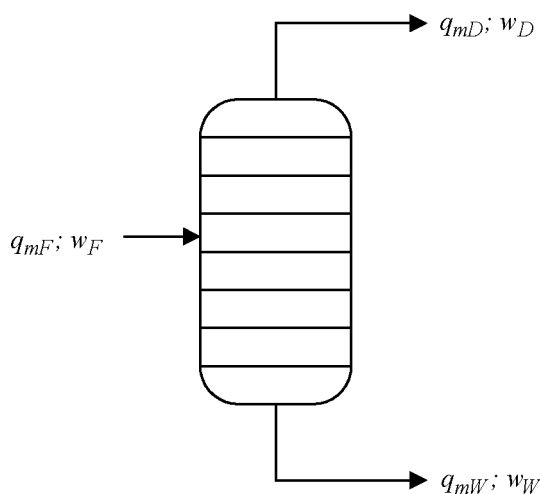
#### Пример 4.1

Раздвајање двокомпонентне мешавине бензена (А) и толуена (В) која садржи 40%мас компоненте А обавља се у дестилационој колони при континуално вођеном процесу. Дестилат садржи 55%мас, а остатак 5%мас бензена. Израчунати масени проток дестилата и остатка, ако је проток сировине 3500 kg/h.



**Решење**

Да би се израчунали протоци дестилата и остатка, неопходно је поставити једначину биланса супстанције. Шематски приказ дестилационе колоне дат је на слици 4.3, а фазе су означене на начин уобичајен у операцији дестилације:  $F$  је сировина,  $D$  је дестилат, а  $W$  је остатак.



Слика 4.3 Шематски приказ дестилационе колоне

На основу билансних једначина записаних преко масених протока и масених удела

$$q_{mF} = q_{mD} + q_{mW}$$

$$q_{mF} \cdot w_F = q_{mD} \cdot w_D + q_{mW} \cdot w_W$$

следе проток остатка

$$q_{mW} = q_{mF} \cdot \frac{w_D - w_F}{w_D - w_W} = 3500 \cdot \frac{0,55 - 0,40}{0,55 - 0,05} = 1050 \text{ kg/h}$$

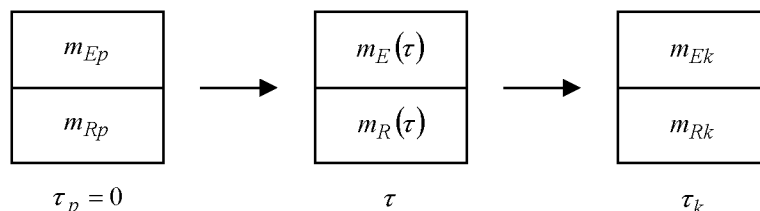
и проток дестилата

$$q_{mD} = q_{mF} - q_{mW} = 3500 - 1050 = 2450 \text{ kg/h}$$

**4.4.2 Нестационарне операције**

Нестационарне операције одвијају се у шаржним апаратима и у току трајања операције мењају се концентрације и количине фаза. Промене концентрација проузрокују промену погонске силе процеса размене супстанције, као и других услова размене (кофицијената дифузије и других термофизичких својстава), што доводи до промене коефицијената прелаза, односно коефицијента пролаза супстанције.

Нестационарне операције често се одвијају као једноступене. Општи приказ тока обављања операције приказан је шематски на слици 4.4 и у оквиру овог одељка ће бити разматран случај када су фазе у апарату идеално измешане.



Слика 4.4 Шематски приказ одвијања шаржне операције

Једначина укупног биланса супстанције за укупно време одвијања операције  $\tau_k$  је

$$m_{Rp} + m_{Ep} = m_{Rk} + m_{Ek} \quad (4.15)$$

а једначина биланса по компоненти А гласи

$$m_{Rp} \cdot w_{Rp} + m_{Ep} \cdot w_{Ep} = m_{Rk} \cdot w_{Rk} + m_{Ek} \cdot w_{Ek} \quad (4.16)$$

где су са  $m_R$  (kg) и  $m_E$  (kg) означене масе фаза  $R$  и  $E$ . Индекси  $p$  и  $k$  означавају почетак и крај процеса.

#### Пример 4.2

2000 kg петопроцентног раствора СаОН у води добија се разблаживањем сировине која садржи 20% мас СаОН. Израчунати потребну количину сировине и воде.

#### Решење

Сировина ће бити означена са  $F$ , вода са  $W$ , а финални производ са  $P$ , док је СаОН компонента А, а вода је компонента В. Удео у сировини је  $w_F = 0,2 \text{ kgA/kg(A+B)}$ , док је у финалном производу  $w_P = 0,05 \text{ kgA/kg(A+B)}$ .

Једначина укупног биланса супстанције је

$$m_F + m_W = m_P$$

а једначина биланса по компоненти А је

$$m_F \cdot w_F = m_P \cdot w_P$$

Након замене добија се

$$m_P \cdot \frac{w_P}{w_F} + m_W = m_P$$

одакле следи

$$m_W = m_P \cdot \left(1 - \frac{w_P}{w_F}\right)$$

тј. маса воде је

$$m_W = 2000 \cdot \left(1 - \frac{0,05}{0,2}\right) = 1500 \text{ kg}$$

Маса сировине је

$$m_F = m_P - m_W = 2000 - 1500 = 500 \text{ kg}$$

## 4.5 БИЛАНС ЕНЕРГИЈЕ

На основу енергетског биланса утврђују се енергетске потребе процеса: грејање, хлађење, снага машина итд. Енергија се јавља у више облика: механичка енергија (потенцијална и кинетичка), унутрашња енергија, електрична енергија итд., и закон очувања енергије односи се на све форме енергије.

### 4.5.1 Механичка енергија

**Потенцијална енергија** је енергија која потиче од релативног положаја (конфигурације) објекта у пољу конзервативне силе. Тај облик енергије има потенцијал да промени стање других објеката у околини, на пример конфигурацију (геометријски распоред) или кретање.

Потенцијална енергија се јавља у разним облицима од којих је сваки повезан са врстом силе која дејствује у складу са неким својством или величином стања супстанције (густина, наелектрисање, еластичност, температура, притисак итд.). У облику који се користи у технолошким процесима, потенцијална енергија је повезана са гравитационом силом која дејствује на тело. Узимајући да је гравитациона сила константна (на висинама које су релативно мале у односу на површину Земље), рад извршен при подизању објекта једнак је производу гравитационе силе и висинске разлике остварене подизањем. Гравитациона сила коју треба савладати једнака је производу масе објекта и гравитационог убрзања ( $g$ ,  $m/s^2$ ), те је потенцијална енергија

$$E_{pot} = m \cdot g \cdot z \quad (4.17)$$

где је  $z$  (m) висинска кота у односу на произвољно изабрану референтну тачку.

**Кинетичка енергија** је енергија коју тело поседује услед свог кретања. Кинетичка енергија је вид механичке енергије и израчунава се у облику

$$E_{kin} = \frac{m \cdot v^2}{2} \quad (4.18)$$

где је  $v$  (m/s) брзина.

### 4.5.2 Основи појмови из термодинамике – унутрашња енергија, топлота и рад

Термодинамика је област науке која проучава принципе енергетских трансформација материјала у микроскопским системима. Општа правила према којима се одвијају наведене трансформације називају се закони термодинамике.

Термодинамичке промене у систему се могу пратити преко величина као што су температура, притисак и концентрација, које се називају интензивне величине стања.

**Унутрашња енергија** ( $U$ , J), за систем који се налази у равнотежи, је есенцијално (унутрашње) својство система, функционално повезано са мерљивим величинама које карактеришу систем, као што су температура, притисак и концентрација. Унутрашња енергија се разликује од спољних облика као што су кинетичка и потенцијална енергије макроскопских тела. Иако је у питању макроскопско својство,

унутрашња енергија потиче од кинетичке и потенцијалне енергије молекула и субмолекуларних честица.

**Први закон термодинамике** гласи: укупна енергија произвољног система и његовог окружења је константна.

За изоловани систем (онај који није у интеракцији са околином) јасно је да неће бити ни енергетских промена на макроскопском нивоу, мада су унутар самог система промене могуће до тренутка када систем достиже (унутрашњу) равнотежу. За затворени неизоловани систем, на основу првог закона се закључује да се енергетске промене система рефлектују на окружење. Код таквих система енергија се размењује са околином у две форме које се називају топлота и рад.

**Топлота** је енергија која пролази кроз границу система под утицајем разлике у температурама и не представља својство (карактеристику) самог система. Енергија коју систем прими или отпусти у процесу топлотне размене са околином (окружењем) назива се количина топлоте  $Q$  (J).

**Рад** је такође енергија у транзиту између система и околине, али је у питању резултат дејства спољашњих сила на систем. Као и у случају топлоте, количина рада  $W$  (J) није карактеристика система.

**Топлота**  $Q$  (J) је енергија која се спонтано транспортује од тела више температуре ка телу ниже температуре, без вршења рада. Енергија коју тело прими или отпусти у процесу топлотне размене назива се количина топлоте. Приликом размене топлотне долази до промене унутрашње енергије, која се може манифестовати као промена температуре (осетна топлота) или као промена агрегатног стања (латентна топлота). Ако између два тела нема размене топлоте онда су та два тела у топлотној равнотежи. Математички формулисано први закон термодинамике гласи

$$\Delta U = Q + W \quad (4.19)$$

и представља специјални облик закона о одржању енергије.

Смер процеса размене топлоте одређује **други принцип термодинамике**: топлота спонтано прелази са тела више температуре на тело ниже температуре.

**Топлотна снага** ( $W$ ) се дефинише као промена количине топлоте по времену

$$\Phi = \frac{\Delta Q}{\Delta \tau} \quad (4.20)$$

а **топлотни флукс** ( $W/m^2$ ) је топлотна снага сведена на јединицу површине

$$q = \frac{\Phi}{S} \quad (4.21)$$

**Механичка снага** ( $W$ ) је рад сведен на јединицу времена

$$P = \frac{\Delta W}{\Delta \tau} \quad (4.22)$$

**Енталпија** ( $H$ , J) је мера за унутрашњи садржај топлотне енергије система и састоји од унутрашње енергије, која је енергија неопходна да би се формирао сам систем, и количине енергије потребне да би се обезбедио простор за систем дејством на његово окружење (да би се успоставио притисак и запремина система). Дефинише се изразом

$$H = U + p \cdot V \quad (4.23)$$

где је  $V$  ( $\text{m}^3$ ) запремина система. Енталпија је функција стања система, а њен прираштај одговара размењеној енергији у изобарском процесу ( $p = \text{const}$ ).

Унутрашња енергија, енталпија и количина топлоте се могу свести на јединичну масу система, са јединицом  $\text{J/kg}$ , и називају се:

- специфична унутрашња енергија

$$u = \frac{U}{m} \quad (4.24)$$

- специфична енталпија је енталпија сведена на јединицу масе система

$$h = \frac{H}{m} \quad (4.25)$$

- специфична количина топлоте

$$q = \frac{Q}{m} \quad (4.26)$$

Уколико при енергетским трансформацијама не долази до промене агрегатног стања у систему, специфична количина топлоте коју систем размени са околином (загревање или хлађење система) може се изразити и на следећи начин

$$\Delta Q = m \cdot c \cdot \Delta T \quad (4.27)$$

где је  $c$  ( $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ) специфични топлотни капацитет, који се јавља у два облика:

- специфични топлотни капацитет при сталној запремини система

$$\Delta q = \Delta u = c_v \cdot \Delta T \quad (4.28)$$

- специфични топлотни капацитет при сталном притиску

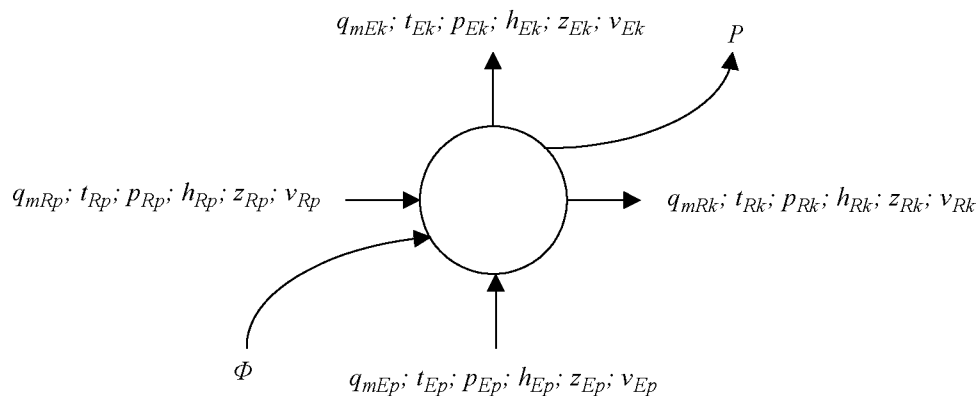
$$\Delta q = \Delta h = c_p \cdot \Delta T \quad (4.29)$$

### 4.5.3 Енергетски биланс за стационарне операције

При изради енергетског биланса мора се водити рачуна о топлотном ефекту контакта фаза – услед самог мешања фаза или услед хемијских реакција јављају се топлотни изводи, односно понори. Практично укупна енталпија излазних токова не мора да буде једнака укупној енталпији улазних токова, јер нпр. хемијска реакција може да производи топлоту (егзотермне реакције) или да је троши (ендотермне реакције).

На слици 4.5 шематски је приказан проточни процесни систем са основним физичким величинама које су од интереса за постављање биланса (извор и понор су занемарени).

Размена топлоте и рада са околином је означена са  $\Phi$  за топлотну снагу и  $P$  за механички рад.



Слика 4.5 Проточни процесни систем

Специфична енергија улазних токова, у J/kg, је

$$e_{Rp} = h_{Rp} + g \cdot z_{Rp} + \frac{v_{Rp}^2}{2} \quad (4.30)$$

$$e_{Ep} = h_{Ep} + g \cdot z_{Ep} + \frac{v_{Ep}^2}{2} \quad (4.31)$$

док на излазу, такође у J/kg, имамо

$$e_{Rk} = h_{Rk} + g \cdot z_{Rk} + \frac{v_{Rk}^2}{2} \quad (4.32)$$

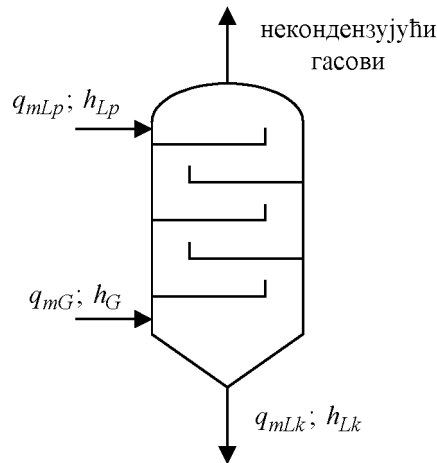
$$e_{Ek} = h_{Ek} + g \cdot z_{Ek} + \frac{v_{Ek}^2}{2} \quad (4.33)$$

Уколико се рад и топлота размењују као што је приказано на слици 4.5 онда једначина енергетског биланса гласи

$$q_{mRp} \cdot e_{Rp} + q_{mEp} \cdot e_{Ep} + \Phi = q_{mRk} \cdot e_{Rk} + q_{mEk} \cdot e_{Ek} + P \quad (4.34)$$

### Пример 4.3

У барометријском кондензатору, шематски приказаном на слици 4.6 у непосредном контакту са водом кондензује се  $q_{mG} = 7,5 \text{ t/h}$  сувозасићене водене паре на апсолутном притиску  $p = 16 \text{ kPa}$ . Температура расхладне воде на улазу у апарат је  $t_{Lp} = 15^\circ\text{C}$ , а на излазу износи  $t_{Lk} = 52,5^\circ\text{C}$ . Израчунати потребни проток расхладне воде, а при постављању биланса занемарити промену механичке енергије.



Слика 4.6 Шематски приказ барометријског кондензатора

**Решење**

Уобичајено је да се проток некондензујућих гасова занемарује [4.5], па једначина биланса супстанције гласи

$$q_{mG} + q_{mLp} = q_{mLk}$$

Уколико се занемари промена механичке енергије енергетски биланс своди се на топлотни биланс који гласи

$$q_{mG} \cdot h_D + q_{mLp} \cdot h_{Lp} = q_{mLk} \cdot h_{Lk}$$

одакле следи проток воде на улазу у апарат

$$q_{mLp} = q_{mG} \cdot \frac{h_D - h_{Lk}}{h_{Lk} - h_{Lp}} = 7,5 \cdot \frac{2601 - 220}{220 - 63,0} = 113,7 \text{ t/h} = 31,6 \text{ kg/s}$$

где су:

- $h_G = 2601 \text{ kJ/kg}$ , специфична енталпија сувозасићене водене паре на улазу у апарат;
- $h_{Lp} = 63,0 \text{ kJ/kg}$ , специфична енталпија воде на улазу у апарат;
- $h_{Lk} = 220 \text{ kJ/kg}$ , специфична енталпија воде на излазу из апарата.

Масени проток воде на излазу из апарата износи

$$q_{mLk} = q_{mG} + q_{mLp} = 7,5 + 113,7 = 121,2 \text{ t/h} = 33,7 \text{ kg/s}$$

**4.5.4 Енергетски биланс за нестационарне операције**

За нестационарне операције енергетски биланс се поставља аналогно као за стационарне операције, при чему се уместо:

- протока користе количине фаза;
- снаге користе топлота ( $Q$ , J) и рад ( $W$ , J).

**Пример 4.4**

После муже крава млеко се хлади на температуру од  $t_p = 4^\circ\text{C}$  и улива у резервоар у коме чека на даљу прераду. Резервоар за млеко запремине  $V = 500 \text{ l}$  има са спољашње стране заварену полуцев кроз коју, према потреби, протиче ледена вода ради хлађења садржаја у резервоару. Након уливања у резервоар врши се мешање да не би дошло до издвајања млечне масти на површини млека. Ефективна снага мешања износи  $P = 500 \text{ W}$ . Услед мешања долази до повишења температуре млека, па када температура достигне  $t_k = 8^\circ\text{C}$ , укључује се систем за хлађење помоћу ледене воде. Хлађење се одвија док се температура млека не снизи поново на  $t_p = 4^\circ\text{C}$ . Израчунати време потребно да се млеко услед рада мешалице загреје и количину топлоте која се одводи за време потребно да се млеко охлади (време рада система за хлађење млека).

**Решење**

Према [4.4] густина млека износи  $\rho = 1035 \text{ kg/m}^3$ , а специфични топлотни капацитет млека је  $c_p = 3870 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ .

Маса млека које се хлади износи

$$m = V \cdot \rho = 0,5 \cdot 1035 = 518 \text{ kg}$$

Уколико се млеко загрева само услед рада мешалице енергетски биланс гласи

$$P \cdot \tau = m \cdot c_p \cdot (t_k - t_p)$$

одакле следи да време за које се млеко загреје износи

$$\tau = \frac{m \cdot c_p \cdot (t_k - t_p)}{P} = \frac{518 \cdot 3870 \cdot (8 - 4)}{500} = 8,02 \cdot 10^6 \text{ J}$$

Количина топлоте која се размени при хлађењу млека износи

$$Q = m \cdot c_p \cdot (t_k - t_p) + P \cdot \tau = 518 \cdot 3870 \cdot (8 - 4) + 500 \cdot 6600 = 11,6 \cdot 10^6 \text{ J}$$

#### 4.6 ИЗБОР ГРАНИЦА СИСТЕМА ПРИ БИЛАНСИРАЊУ И ГЕНЕРАЛНА ПРОЦЕДУРА ЗА ИЗРАДУ БИЛАНСА

Најбољи начин да се изврши билансирање зависи од квантитета и квалитета расположивих информација о процесу; да ли су познати протоци и величине стања (састави, температуре и притисци), да ли су на располагању равнотежни подаци, да ли су јасна ограничења која проистичу из природе проблема итд.

Закони очувања се могу применити на цео процес, али и на било који део процеса, што значи да се ради постављања биланса сваки процес може поделити на произвољан начин да би се спровели одговарајући прорачуни. Разуман избор граница система који се билансира често може знатно поједноставити прорачуне. Не постоје једнозначна правила за избор граница система или подсистема, па се избор своди на ствар процене, односно инжењерске интуиције. Следећа општа правила ипак могу да послуже:

- за сложене процесе поставља се прво биланс комплетног процеса;



- границе унутар процеса бирају се тако да се добију што једноставније једначине и што мањи број непознатих величина;
- у првом кораку се сви унутрашњи (рециклирајући) токови постављају унутар граница подсистема или система.

Генерална процедура за израду биланса је следећа, при чему редослед може да се мења по потреби.

- 1 Цртање блок дијаграма процеса – приказати сваки значајан корак као блок, повезан линијама (са стрелицама) ради приказивања веза унутар система.
- 2 Навести све расположиве податке – приказати на блок дијаграму познате токове (или количине), њихове саставе и величине стања (температура, притисак, састав), као и остале податке од значаја.
- 3 Поставити границе унутар система.
- 4 Написати све хемијске реакције везане за главне производе и нуспроизводе.
- 5 Нотирати детаље као што су:
  - равнотежа фаза (укључујући азеотропе, итд.);
  - компоненте које не реагују у процесу (нпр. азот из ваздуха при сагоревању).
- 6 Искористити све податке који проистичу из искуства (сопственог или искуства других), поготово податке са сличних постројења .
- 7 Проверити број једначина биланса и других једначина које се могу поставити, и упоредити са бројем непознатих. Код изузетно комплексних проблема одлучити које су променљиве од значаја, а које су пратеће.
- 8 Одредити основу за прорачун: начин изражавања састава, количину или проток на који се проблем своди, итд.

#### 4.7 ШЕМАТСКИ ПРИКАЗ ТЕХНОЛОШКИХ ПРОЦЕСА – ПРОЦЕСНИ ДИЈАГРАМИ

На процесним дијаграмима дати су шематски прикази технолошког процеса. То су обавезни документи који се користе при пројектовању процеса, димензионисању опреме и цевовода, набавци опреме и изградњи постројења, израду упутстава за рад и обуци особља, одржавању постројења у норманом радном стању, поступању при инцидентним ситуацијама итд. У питању су документи који приказују уређење опреме потребне за реализацију процеса, начин повезивања опреме, податке о технолошким токовима (протоке, температуре, притиске и саставе) и опреме за управљање постројењем [4.3].

Дијаграми којима се представљају технолошки процеси, у зависности од количине информација које садрже, деле се на:

- блок дијаграме (*Block Diagram – BD*);
- технолошке шеме (*Flow Sheet – FS*);
- дијаграме процесних токова (*Process Flow Diagram – PFD*);

- дијаграме цевовода и инструментације (*Piping and Instrumentation Diagram – PID*).

О свакој од врста процесних дијаграма биће више речи у наставку, а овде ће бити наведене само њихове опште карактеристике.

*BD* и *FS* користе се у раним фазама пројектовања, односно за израду концепта техничког решења или евентуално за израду идејног пројекта. *PFD* и *PID* се израђују за потребе главног пројекта и представљају основу за конфигурисање и функционисање процесног постројења и чине интегрални део комплетне техничке документације. С обзиром на то да су *PFD* и *PID* коначни документи разматраног технолошког процеса, њихово представљање мора бити јасно, свеобухватно, тачно и комплетно.

С обзиром на значај процесних дијаграма од фазе планирања градње, па до фазе расклапања постројења након завршетка животног циклуса, очигледно је да им се мора посветити велика пажња у инжењерском раду. Израда процесних дијаграма и прорачуни везани за њих могу бити веома напорни и дуготрајни, посебно за сложене технолошке процесе, тако да се у данашње време све више користе компјутерски програми који помажу у њиховој изради. Коришћење ових програма, осим скраћења времена потребног за дефинисање процеса, омогућава пројектантима да анализирају различита процесна решења у трагању за најбољим.

Симболи за приказ инсталација, опреме и апарата постројења дати су у националним стандардима, а листа међународних ISO стандарда којих би се требало придржавати приликом израде шематских приказа технолошких процеса дата је на крају поглавља. Поред наведених стандарда веома често велике компаније имају и своје специфичне симболе, разрађене за одређене типове технолошких процеса или уређаја. Нпр. ради бољег сагледавања процеса за размењиваче топлоте користи се низ различитих симбола који корисника технолошке шеме директно упућује на тип размењивача (добошаста, плочаста, спирална, итд.) као и на конструкционо решење (термосифонски испаривач, испаривач са потопљеним цевним снопом итд.). Симболи за опрему дати су и у следећим референцама:

- Austin, D., *Chemical Engineering Drawing Symbols*, Halsted Press, London, 1979.
- Green D. W., Perry R. H., *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, McGraw-Hill Professional, New York, 2007.
- Couper J. R., Penney W. R., Fair J. R., *Chemical Process Equipment – Selection and Design*, Gulf Professional Publishing, 2009.
- Coker A. K., *Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants*, Elsevier Inc., Amsterdam, 2010.
- Recknagel H., Sprenger E., Schramek E. R., *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik einschliesslich Warmwasser- und Kältetechnik*, Deutscher Industrieverlag, 2012.
- ASHRAE Handbook, ASHRAE, Atlanta, 2013.

- Weaver, R., Process Piping Drafting, Gulf Publishing, Houston, 1986.

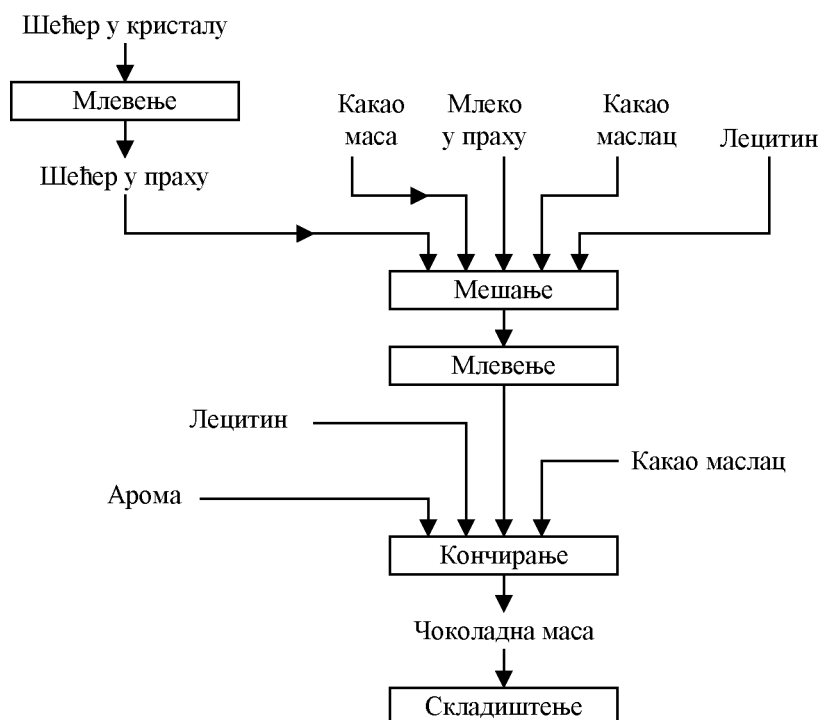
#### 4.8 БЛОК ДИЈАГРАМ

Блок дијаграм (назива се и структурна шема) је најједноставнији облик шематског представљања технолошког процеса и на њима се даје само уопштен приказ неког процеса или постројења. За израду блок дијаграма користе се линије које повезују геометријске облике који се називају блокови. Блокови могу бити било ког облика, али уобичајена је употреба четвороуглова (правоугаоника, квадрата, трапеза) и кружница са одговарајућим натписом и могу представљати:

- појединачне технолошке операције;
- појединачне технолошке уређаје (апарате, машине итд.)
- делове процесних постројења (тзв. процесне степене или кораке) која се састоје од здружених технолошких операција или уређаја;
- комплетна процесна постројења унутар сложенијих система процесних фабрика.

Линије означавају токове процесног материјала или неки други ток (нпр. енергетски).

Пример блок дијаграма производње млечне чоколаде дат је на слици 4.7.



Слика 4.7 Пример блок дијаграма

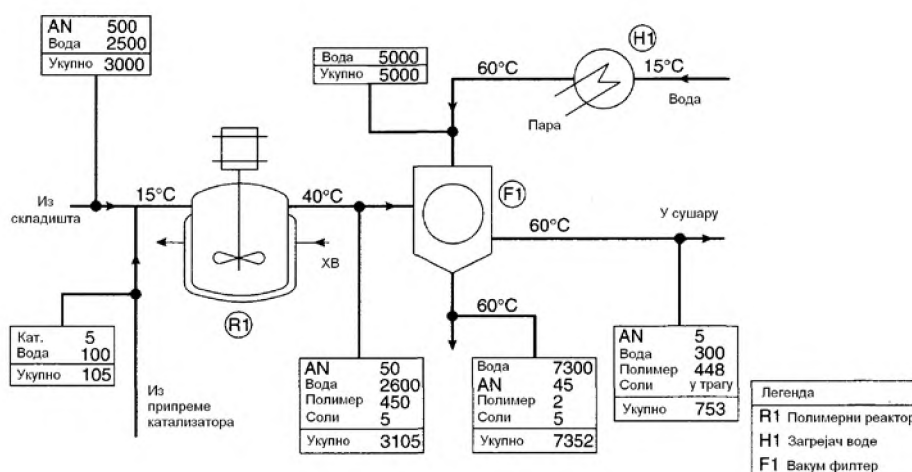
*BD* су погодни за представљање једноставних процеса. Код сложенијих процеса њихова употреба је усмерена на преглед целокупног процеса, подељеног на основне

целине. У таквом приказу сваки блок представља опрему за целокупан степен процеса (на пример: реактор, сепаратор, колоне за дестилацију, итд.). Токови и састави појединачних технолошких токова могу бити приказани на дијаграму непосредно уз линије токова или одвојено у табелама, али је карактеристично да се на овај начин дају подаци само о улазним и излазним токовима.

С обзиром да је технолошки процес представљен у веома једноставном облику, блок дијаграмима се користе у краћим текстуалним извештајима или упутствима.

#### 4.9 ТЕХНОЛОШКА ШЕМА

Нешто више детаља о самом технолошком процесу у односу на *BD* садржи технолошка шема (*FS*), на којој се опрема или блокови технолошких уређаја приказују у стилизованом сликовном облику. Уз сликовни приказ дају се и основни подаци о процесним величинама у обиму који је пригодан за разумевање основе технолошког процеса или подаци у техничким уређајима (слика 4.8).



Слика 4.8 Технолошка шема процеса производње полимера

#### 4.10 ДИЈАГРАМ ПРОЦЕСНИХ ТОКОВА

Дијаграм процесних токова је графички приказ редоследа и међусобних веза свих технолошких операција (корака) у процесу. *PFD* мора бити детаљан и мора да обухвати све кораке (операције) у процесу и увек је праћен детаљним билансом топлоте и супстанције за комплетан технолошки поступак, чиме су приказани и биланси за сваки од уређаја посебно.

*PFD* садржи симболе основне опреме повезане линијама које представљају транспортне системе (цеви, канале, итд.). Сваки комад опреме на *PFD* има јединствен број и назив. Свака линија која представља транспортни систем мора да има уцртану

стрелицу која дефинише смер, као и број на основу кога се може идентификовати у билансу топлоте и супстанције. Поред наведеног на *PFD* се приказују:

- сви улазни елементи процеса: сировине (укључујући и амбалажу), енергенте (вода, водена пара итд.), помоћне материјале (хемикалије за прање и чишћење, лепљење итд.);
- сви излазни елементи процеса: полупроизводи и готови производи, укључујући и отпадне материјале;
- сва стања материјала од улаза до излаза из процеса чиме су дати детаљи о свим операцијама у процесу укључујући и контролисања и испитивања, транспорт, складиштење и привремена задржавања материјала у процесу;
- веома важне (кључне) карактеристике процеса у форми текста, као што су протоци, величине стања и кључне карактеристике опреме.

На *PFD* основног производног процеса, по правилу, не приказују се помоћни процеси (процесна енергетика, складиштење сировина и производа, заштита животне средине и заштита од пожара, вентилација и климатизација итд.), јер се за ове процесе израђују посебни *PFD*, у оквиру одговарајуће пројектне документације.

*PFD* основног производног процеса, када садржи поверљиве информације, се дистрибуира у ограниченом кругу служби унутар фабрике.

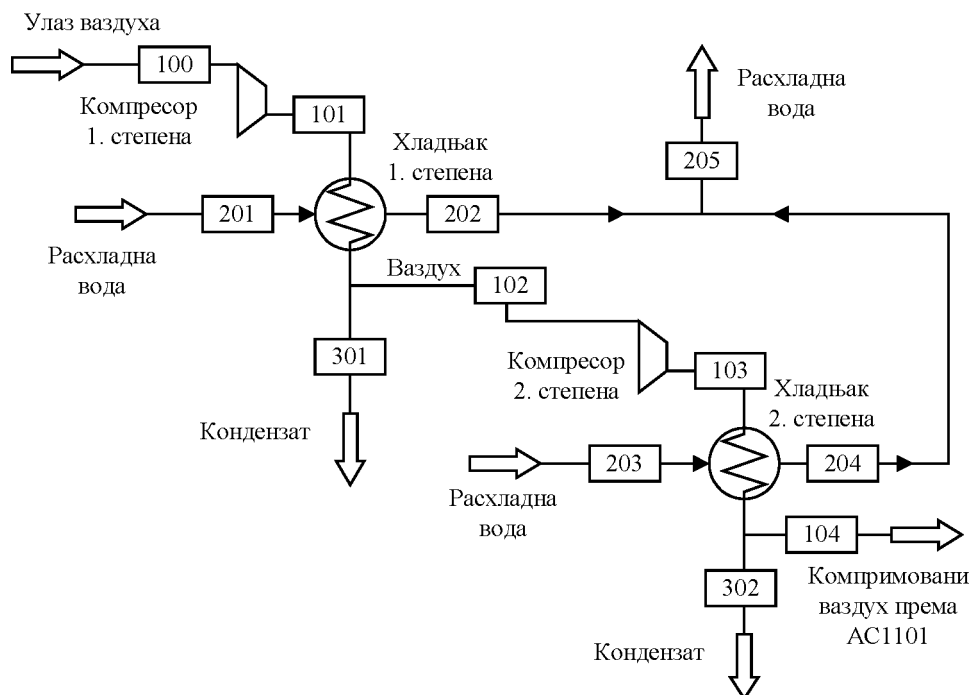
За сложеније процесе, са много процесних јединица, *PFD* се израђује на више цртежа, при чему повезивање процесних токова од једног до другог цртежа мора бити јасно и једнозначно приказано.

Поред своје основне улоге *PFD* треба да омогући идентификовање и анализу извора опасности у процесу који се могу тицати радних услова (повишени притисак, концентрације отровних супстанција итд.) и могуће контаминације материјала у току процеса која нарушава квалитет производње.

На слици 4.9 приказан је пример *PFD*. Пратећи биланс енергије и супстанције дат је у табели 4.1, а подаци о компресорима и размењивачима топлоте у табелама 4.2 и 4.3.

**Табела 4.1** Пример биланса енергије и супстанције

Ток	100	101	102	103	104
Температура, °C	45	167,2	42	160,6	42
Притисак, barA	0,98	2,8	2,8	7,85	7,85
Удео паре, %mol	1	1	1	1	1
Проток, kg/h	35920	35920	35920	35920	35493
Удео компоненте, %mol					
Азот	75,8088	75,8088	75,8088	75,8088	77,2672
Кисеоник	20,3372	20,3372	20,3372	20,3372	20,7284
Аргон	0,9068	0,9068	0,9068	0,9068	0,9242
Угљендиоксид	0,0305	0,0305	0,0305	0,0305	0,0311
Вода	2,9167	2,9167	2,9167	2,9167	1,0491



Слика 4.9 Пример дијаграма процесних токова

Табела 4.1 наставак Пример биланса енергије и супстанције

Ток	201	202	203	204	205	301	302
Температура, °C	34	42,20	34	43,62	42,91	42	42
Притисак, barA	5	5	5	5	5	2,8	7,85
Удео паре, %mol	0	0	0	0	0	0	0
Проток, kg/h	135000	135000	135000	135000	270000	0	426,4
Удео компоненте, %mol							
Азот	0	0	0	0	0	0	0,004915
Кисеоник	0	0	0	0	0	0	0,002608
Аргон	0	0	0	0	0	0	0,000143
Угљендиоксид	0	0	0	0	0	0	0,000115
Вода	100	100	100	100	100	0	99,992222

Табела 4.2 Размењивачи топлоте – слика 4.9

Ознака	Хладњак 1. степена	Хладњак 1. степена	Укупно
Топлотна снага, kW	1301	1524	2825

Табела 4.3 Компресори – слика 4.9

Ознака	Компресор 1. степена	Компресор 2. степена
Притисак на улазу, bar	1	2,8
Притисак на излазу, bar	2,8	7,85
Ефикасност	0,89	0,89
Експонент изентропе	1,3985	1,4014
Теоријска снага, kW	1127	1094
Стварна снага, kW	1266	1230

Количина података која се приказује на *PFD* зависи од потреба корисника и праксе у конкретном пројектантском бироу и представља предмет договора. Обавезни подаци који се дају за било који технолошки процес су укупни проток технолошког тока у kg/h или kmol/h и интензивне величине стања (температура, притисак, састав). Састав технолошког тока се може приказати преко удела, концентрација, итд., или преко протока појединачних компоненти (kg/h или kmol/h). Опциони подаци који се могу приказати на *PFD* су: назив технолошког тока са кратким описом, подаци о својствима фаза (густина, вискозност, ..... ) [4.4], енталпија, ентропија, итд.

#### 4.11 ДИЈАГРАМ ЦЕВОВОДА И ИНСТРУМЕНТАЦИЈЕ

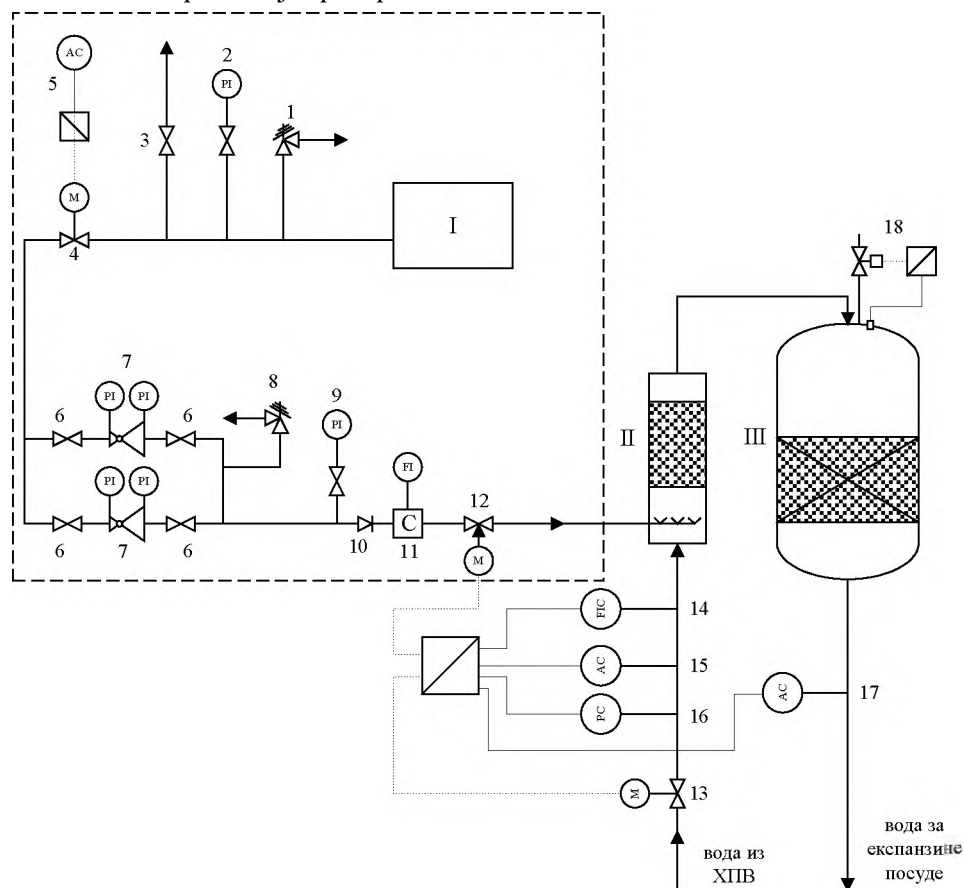
Дијаграм цевовода и инструментације приказује детаље о сваком делу процесне опреме, цевовода, пумпи, мерних инструмената, регулационе опреме, вентила и остале арматуре, сигурносне опреме, погонских електричних машина итд. То обухвата:

- сву процесну опрему означену сопственим идентификационим бројем – опрему би требало цртати у grubim размерама, а позицију прикључака обавезно обележити;
- нумерисање свих цевовода – треба приказати и димензије цеви, као и материјал од ког су направљене;
- све вентиле, запорне и контролне, са идентификационим бројем – треба приказати тип и величину вентила;
- помоћну опрему која представља саставни део цевоводног система, као што су стаклени визири, дифузори, конфузори и хватачи паре (са идентификационим бројевима);
- пумпе, означене одговарајућим бројевима;
- све контролне кругове и инструментацију, са идентификационим бројем.

На обликовању цевоводног система, димензионисању процесних апарата и дефинисању контролних система, обично раде стручне пројектантске групе, у координацији са инжењерима који дефинишу *PID*.

На *PFD* и *PID* користе се исте идентификационе ознаке за означавање истих комада опреме. Веома ретко на *PID* дају се и процесни подаци о протоцима и саставима.

На слици 4.10 приказан је пример *PID*.



Слика 4.10 Пример дијаграма ценовода и инструментације [4.5]

## 4.12 УПРОШЋЕНО ПРИКАЗИВАЊЕ ПРОЦЕСА

Постоји цео низ начина за упрошћено приказивање и квантитативно описивање процеса. Овде ће бити обрађено неколико приказа који се често примењују због своје једноставности.

### 4.12.1 Ефикасност

Ефикасност је термин који описује у којој мери је одређени ресурс искоришћен и изражава се кроз однос оствареног резултата у односу на употребљене ресурсе. У природним наукама и техници ефикасност је мерљива величина која приказује степен искоришћења енергије или супстанције. Синоним за ефикасност је степен или коефицијент корисног дејства.

Ефикасност (принос) хемијске реакције приказује количину једног од производа реакције у односу на вредност која се добија на основу стехиометријске једначине за



задате количине реактанта. Нпр. код потпуног, односно теоријског, сагоревања угљеника сва количина угљеника се трансформише у угљендиоксид, док код реалног сагоревања као производ сагоревања постоји и (по правилу веома мала) количина угљенмоноксида кроз споредну реакцију непотпуног сагоревања.

Ефикасност топлотне машине је однос извршеног рада у односу на количину топлоте која јој се доводи. Имајући у виду да се услед топлотне неравнотеже са околином један део топлоте одводи у окружење, те да се део механичке енергије губи кроз трење, немогуће је сву доведену топлоту претворити у корисни механички рад.

У већем броју случајева корисно је упоредити ефекат рада појединачног уређаја или сложеног система са теоријски максимално могућим. Код размењивача топлоте ефикасност се изражава као однос стварне топлотне снаге и теоријске топлотне снаге размењивача топлоте са бесконачно великом површином при супротносмерним током флуида.

Ефикасност увек има вредност мању од 1, односно 100%, па је тако ефикасност:

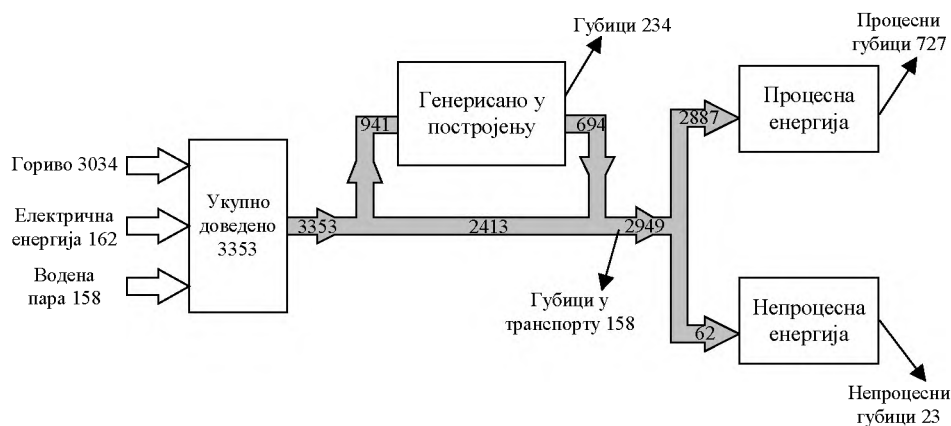
- постројења са гасном турбином за производњу електричне енергије до 40% (конверзија хемијске енергије горива у електричну енергију);
- водене турбине која гравитациону енергију претвара у електричну са преко 90%;
- СУС мотора до 45% при претварању хемијске енергије у кинетичку;
- котла преко 90% при претварању хемијске енергије у топлотну итд.

Поред природних и техничких наука термин ефикасност користи се и у економији, медицини и многим другим областима живота.

#### 4.12.2 Сенкијев дијаграм

Сенкијев (по енглеском инжењеру М. Sankey) дијаграм користи се за графичко приказивање енергетских или других трансформација у одређеном систему. Дијаграм се састоји од стрелица које назначавaju улазне и излазне величине у систем. У неким случајевима ширина стрелице је пропорционална величини коју приказује. Поред стрелица уписују се бројчане вредности или процентуални удели посматраних величина. Пример Сенкијевог дијаграма дат је на слици 4.11 – према подацима из [4.6] на нивоу САД укупни губици у рафинеријама нафте процењују се на 34,5%, односно ефикасност коришћења енергије је 65,5%.

Поред различитих области технике Сенкијев дијаграм користи се и у економији ради приказа новчаних токова [4.7].



Слика 4.11 Сенкијев дијаграм потрошње енергије у рафинеријама нафте у САД – бројчане вредности су у ТЈ (тера цул)

#### Списак ISO стандарда за израде шематских приказа технолошких процеса

1. ISO 128:1982 – Technical Drawings–General Principles of Presentation.
2. ISO 3098–1:1974 – Technical drawings – Lettering – Part 1: Currently used characters.
3. ISO 3461–2:1987 – General principles for the creation of graphical symbols – Part 2: Graphical symbols for use in technical product documentation.
4. ISO 3511–1:1977 – Process measurement control functions and instrumentation – Symbolic representation – Part 1: Basic requirements.
5. ISO 3511–2:1984 – Process measurement control functions and instrumentation – Symbolic representation – Part 2: Extension of basic requirements.
6. ISO 3511–3:1984 – Process measurement control functions and instrumentation – Symbolic representation – Part 3: Detailed symbols for instrument interconnection diagrams
7. ISO 3511–4:1985 – Industrial process measurement control functions and instrumentation. Symbolic representation – Part 4: Basic symbols for process computer, interface, and shared display/control functions.
8. ISO 4196: 1984 – Graphical symbols – Use of arrows
9. EN ISO 10628–1:2014 – Diagrams for the chemical and petrochemical industry – Part 1: Specification of diagrams
10. EN ISO 10628–2:2012 – Diagrams for the chemical and petrochemical industry – Part 2: Graphical symbols
11. ISO 5457: 1980 – Technical drawings – Sizes and layout of drawing sheets.
12. ISO 7200: 1984 – Technical drawings – Title blocks.
13. ISO 10209–1:1992 – Technical product documentation – Vocabulary – Part 1: Terms relating to technical drawings: General and types of drawings.

14. ISA, ISA–S5.3, Graphic Symbols for Distributed Control/Shared Display Instrumentation, Logic and Computer Systems, Instrument Society of America, Research Triangle Park, 1983
15. ISA, ISA–S5.1, Instrumentation Symbols and Identification, Instrument Society of America, Research Triangle Park, 1984
16. Research Triangle Park, 1984
17. ISA, ISA–S5.5, Graphic Symbols for Process Displays, Instrument Society of America, Research Triangle Park, 1985

### Литература

- [4.1] Јаћимовић Б., Генић С., Дифузионе операције и апарати Део 2: Дифузионе операције, Машински факултет, Београд, 2010.
- [4.2] Јаћимовић Б., Генић С., Дифузионе операције и апарати Део 1: Основи транспорта супстанције, Машински факултет, Београд, 2007.
- [4.3] Towler G., Sinnott R. K., Chemical Engineering Design, Elsevier, 2008.
- [4.4] Генић С., Јаћимовић Б., Јарић М., Будимир Н., Својства процесних флуида, Савез машинских и електротехничких инжењера и техничара Србије, Београд, 2014.
- [4.5] Јаћимовић Б., Генић С., Техно–економска анализа поступака деоксигенације воде за допуну система даљинског грејања, Евиденциони број 07.05–01/2009, Машински факултет, Београд, 2009.
- [4.6] Manufacturing Energy and Carbon Footprint, Energy use data source: 2010 EIA MECS, <http://www.energy.gov/eere/amo/downloads/cement-2010-mecs>
- [4.7] Генић С., Јаћимовић Б., Митић С., Колендић П., Економске анализе за потребе процесног инжењерства, Савез машинских и електротехничких инжењера и техничара Србије, Београд, 2014.

### Питања

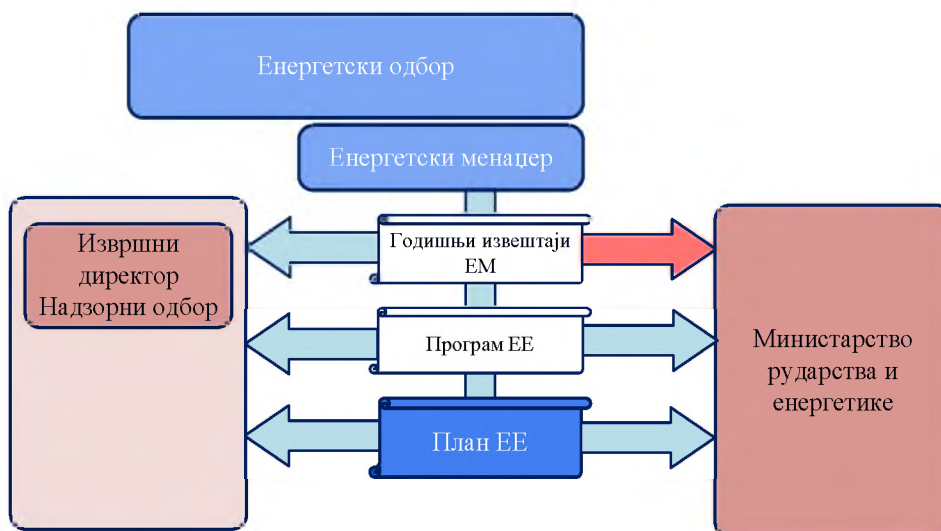
1. Описати општу структуру технолошког процеса
2. Који су принципи израде биланса производног процеса?
3. Како гласи општи облик билансних једначина?
4. Који су облици биланса супстанције и енергије?
5. Описати генералну процедуру за израду биланса и избор граница система при билансирању
6. Који је разлог израде шематских приказа технолошких процеса, односно процесних дијаграма?
7. Описати садржај и начин израде блок дијаграма и технолошких шема
8. Како се повезују дијаграм процесних токова и биланси?
9. Који су упрошћени начини приказивања процеса?



## 5. ГОДИШЊИ ИЗВЕШТАЈИ О ОСТВАРИВАЊУ ЦИЉЕВА УШТЕДЕ ЕНЕРГИЈЕ И ПРОГРАМ ЕНЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ У СИСТЕМУ ЕНЕРГЕТСКОГ МЕНАџМЕНТА

Мирјана Стаменић

На слици 5.1 приказана је шема улога у Систему енергетског менаџмента (СЕМ) са дефинисаним начином подношења Годишњег извештаја о остваривању циљева уштеде, Програма и плана енергетске ефикасности које је сваки обвезник СЕМ-а дужан да поднесе надлежном Министарству за послове енергетике. Закон о ефикасном коришћењу енергије не прописује обавезу постојања енергетског одбора, међутим код обвезника СЕМ-а са сложенијим системом и код којих постоји више локација за које се подносе појединачни Годишњи извештаји препоручује се постојање Одбора због боље координације и ефикаснијег рада енергетских менаџера.



Слика 5.1 Шема подношења Годишњег извештаја о остваривању циљева уштеда енергије, Плана и програма ЕЕ

## 5.1 ГОДИШЊИ ИЗВЕШТАЈ ЕНЕРГЕТСКОГ МЕНАѢРА

У оквиру Правилника о обрасцу годишњег извештаја о остваривању циљева уштеде [5.1] прописан је образац на којем обвезник Система енергетског менаџмента доставља Годишњи извештај о остваривању циљева уштеде енергије министарству надлежном за послове енергетике.

Према овом документу, привредно друштво чија је претежна делатност у производном сектору са најмање једном локацијом која остварује потрошњу примарне енергије већу од 2.500 toe годишње, као обвезник система, доставља министарству надлежном за послове енергетике Годишњи извештај о остваривању циљева уштеде енергије на Обрасцу 1 - Годишњи извештај о остваривању циљева уштеде енергије за привредна друштва чија је претежна делатност у производном сектору и сектору трговине и услуга.

Локацију чине сви објекти за обављање делатности обвезника система који се налазе на истој адреси, а чија годишња потрошња примарне енергије у збиру прелази граничне вредности потрошње енергије прописане за ту врсту обвезника система.

Привредно друштво чија је претежна делатност у сектору трговине и услуга са најмање једном локацијом која остварује потрошњу примарне енергије већу од 1.000 toe годишње, као обвезник система, доставља Министарству годишњи извештај о остваривању циљева уштеде енергије на Обрасцу 1.

Привредно друштво чија је претежна делатност у производном сектору које не спада у обвезнике система из члана 2. став 1. Правилника о образцу годишњег извештаја о остваривању циљева уштеде, а поседује објекте који у збиру имају потрошњу примарне енергије већу од 1.000 toe годишње, доставља Министарству годишњи извештај о остваривању циљева уштеде енергије на Обрасцу 1.

Органи државне управе и други органи Републике Србије, органи аутономне покрајине, као обвезници система, достављају Министарству годишњи извештај о остваривању циљева уштеде енергије на Обрасцу 2 - Годишњи извештај о остваривању циљева уштеде енергије за јединице локалне самоуправе, органе Републике Србије и органе аутономне покрајине.

Установе које обављају делатности у области образовања, науке, културе, здравствене заштите и другим областима, у складу са законом, са најмање једном локацијом која остварује потрошњу примарне енергије већу од 1.000 toe годишње, као обвезници система, достављају Министарству годишњи извештај о остваривању циљева уштеде енергије на Обрасцу 1.

Предузећа као јавне службе која обављају делатности у области: ПГТ саобраћаја, енергетике, путева, комуналних услуга и другим областима, у складу са законом, са најмање једном локацијом која остварује потрошњу примарне енергије већу од 2.500 toe годишње, као обвезници система, достављају Министарству годишњи извештај о остваривању циљева уштеде енергије на Обрасцу 1.

Јединице локалне самоуправе са преко 20000 становника, као обвезници система, достављају Министарству годишњи извештај о остваривању циљева уштеде енергије на Обрасцу 2.

Обвезници система дужни су да достављају Министарству један годишњи извештај о остваривању циљева уштеде енергије у којем исказују остварени циљ уштеде енергије за сваку појединачну локацију.

Образац 1 - Годишњи извештај о остваривању циљева уштеде енергије за привредна друштва чија је претежна делатност у производном сектору и сектору трговине и услуга састоји се од 9 одељака:

1. Насловна страна Извештаја;
2. Списак локација обвезника СЕМ-а (Табела К-1);
3. Годишњи извештај о остваривању циљева уштеде енергије за сваку локацију понаособ;
4. Годишња потрошња енергије, обновљивих извора и воде за сваку локацију понаособ (Табела Л-1-1, Табела Л-1-2, Табела Л-1-3). Овај одељак је повезан са табелом са конверзионим факторима;
5. Списак опреме/уређаја који су највећи и већи потрошачи енергије за сваку локацију понаособ (Табела Л-2);
6. Тренд потрошње енергије са образложењем одступања од задатог годишњег циља од 1% побољшања ЕЕ на годишњем нивоу за сваку локацију понаособ (Табела Л-3, Табела Л-4);
7. Обрачун енергетских индикатора и приказ тренда енергетских индикатора за сваку локацију понаособ (Табела Л-5а, Табела Л-5б, Табела Л-6);
8. Оцена нивоа енергетског менаџмента за сваку локацију понаособ (Табела Л-7, Табела Л-8);
9. Дефинисање средњорочних и дугорочних циљева за уштеду и очување енергије за сваку локацију понаособ (Табела Л-9, део I, II, III, IV и V).

У Прилогу 19 овог приручника приказан је извод формулара из Обрасца 1 - Годишњи извештај о остваривању циљева уштеде енергије за привредна друштва чија је претежна делатност у производном сектору и сектору трговине и услуга.

Насловна страна Извештаја садржи основне податке о обвезнику система енергетског менаџмента:

- пун назив обвезника СЕМ-а;
- адреса и контакт телефон/факс седишта обвезника;
- подаци о овлашћеном лицу за заступање;
- информације о евентуалној промени назива и контакт адресе обвезника у односу на претходни извештај.

Насловна страна мора бити потписана и оверена од стране овлашћеног лица за заступање обвезника СЕМ-а.

Табела К-1 даје приказ свих локација обвезника система за које се подносе појединачни Годишњи извештаји. На овом списку налазе се све локације код којих је потрошња примарне енергије виша од нивоа који је прописан Уредбом о утврђивању граничних вредности годишње потрошње енергије. У табелу се уносе подаци о:

- категорији обвезника СЕМ-а;
- адреси и називу локације;
- годишњој потрошњи примарне енергије изражене као тое;
- шифри и називу претежне делатности сагласно Уредби о класификацији делатности.

На крају табеле сабирају се појединачне годишње потрошње примарне енергије по локацијама и добија укупна потрошња примарне енергије за обвезника.

Преостали обрасци односе се на сваку локацију понаособ, тако да се попуњавају подацима који се односе на сваку појединачну локацију. Постоје случајеви у којима се седиште обвезника и локација за коју се подноси Годишњи извештај поклапају.

Насловна страна Годишњег извештаја о остваривању циљева уштеда енергије за сваку локацију садржи основне податке о:

- категорији обвезника СЕМ-а;
- називу локације;
- контакт адреси, броју телефона/факса локације;
- шифри и називу претежне делатности која се обавља на локацији;
- основним подацима о одговорној особи за израду годишњег извештаја (лиценцирани енергетски менаџер);
- броју лиценце енергетског менаџера;
- датуму спровођења претходног енергетског прегледа, уколико је спроведен, и претходне инспекцијске контроле од стране надлежног инспектора;
- години за коју је достављен први Годишњи извештај.

Овај образац мора бити потписан од стране лиценцираног енергетског менаџера.

Табела Л-1-1 садржи годишњу потрошњу енергије за сваку локацију посебно. У ову табелу уносе се подаци о утрошеним енергентима у одговарајућим физичким јединицама (енергија на улазу), тоplotној енергији у виду паре и топле воде који су купљени од стране трећих лица, сопствено произведеној тоplotној и електричној енергији<sup>1</sup>, купљеној електричној енергији (ЕПС снабдевање и остали снабдевачи), продатој тоplotној и електричној енергији трећим лицима. Важно је напоменути да обвезници СЕМ-а (попут топлана) не треба да уносе податак о продатој тоplotној енергији крајњим купцима, будући да је то заправо њихов производ. У табелу Л-1-1

---

<sup>1</sup> Топлотна енергија произведена из обновљивих извора енергије на локацији обвезника СЕМ-а уписује се у колону енергија на улазу, без обзира да ли се користи за сопствену потрошњу у оквиру локације или се продаје трећим лицима



уносе се само количине енергената које су физички утрошене у посматраном временском периоду за који се подноси извештај. У поља која су означена плавом обвезник СЕМ-а може уносити релевантне податке, док су сва остала поља закључана и није их могуће мењати. Цифре се уносе као бројеви, без додавања сепаратора за хиљаде. Табела Л-1-1 повезана је са табелом за конверзију јединица у оквиру које се налазе основни подаци о енергентима као што су густина, подаци о доњој топлотној моћи горива, конверзиони фактор за прерачунавање јединица MJ у kWh или тоне еквивалентне нафте, као и подаци о степену ефикасности конверзије једног облика енергије у други (ово је посебно важно код прерачунавања финалне енергије у примарну). Тако су дефинисани степени ефикасности конверзије примарне енергије у електричну од 0,4, док код топлотне енергије (пара и топла вода) која се производи у котловским постројењима, степен ефикасности износи 0,64. Поред конверзионих фактора за енергетске јединице у овој табели налазе се и конверзиони фактор емисије CO<sub>2</sub>.

Уколико обвезник користи енергент који није наведен у табели Л-1-1, неопходно је унети основне податке о том енергенту – густина, доња топлотна моћ, ефикасност трансформације енергије из једног облика у други, као и факторе емисије CO<sub>2</sub> у табелу конверзије мерних јединица у означеним пољима (поља осенчена плавом бојом).

У Табели Л-1-2 аутоматски се сабира финална и примарна енергија из обновљивих извора енергије, док је у Табелу Л-1-3 неопходно унети податак о потрошњи воде на посматраној локацији на годишњем нивоу. Посебно се уноси податак о потрошњи воде из водоводних система и из сопствених бунара, а уколико се обвезник система снабдева водом из нпр. водозавода, потребно је навести и ту количину воде. Обвезник система наводи само ону количину воде коју је стварно потрошио.

Табелу Л-2 обвезник СЕМ попуњава основним техничким подацима уређаја и опреме који су декларисани као највећи и већи потрошачи енергије, при чему наведена опрема/уређаји у збиру покривају више од 80% укупне потрошње енергије на посматраној локацији. У оквиру ове табеле могу се систематизовати потрошачи по врсти енергента који користе (нпр. електропотрошачи, потрошачи паре, топлотне енергије и сл.). Потребно је навести основне карактеристике сваког од потрошача као што су:

- номинална снага уређаја;
- радни параметри (притисак, температура, проток, напор и сл.);
- просечан степен оптерећења у раду (изражен у %, уз напомену о броју радних сати на годишњем нивоу када овај уређај ради са датим степеном оптерећења);
- какав је статус опреме (да ли је опрема нова, ремонтована, није у функцији, демонтирана и сл.).

Табела Л-3 приказује тренд потрошње примарне енергије на датој локацији и пореди вредности за текућу годину са претходном. Подаци који се прате обухватају период од највише 5 година. Уколико је тренд такав да није остварено смањење од 1% годишње у односу на претходну календарску годину или просечно 1%/год. за период од 5 година, енергетски менаџер има обавезу да образложи такав тренд потрошње примарне енергије на предметној локацији.

У Табели Л-5а рачунају се енергетски индикатори – посебно за електричну енергију (ЕИ-1), односно посебно за енергију из горива (ЕИ-2), а обвезник СЕМ-а дужан је да назначи јединицу у којој изражава своју производњу и да наведе укупни обим производње за посматрани период за који се подноси Годишњи извештај. Индикатори ЕИ-1 и ЕИ-2 аутоматски се рачунају, а ову вредност треба пренети у Табелу Л-5б у оквиру које се прати тренд кретања вредности ових индикатора. Као и у Табели Л-4, у Табели Л-6 потребно је навести разлоге и образложити зашто није остварен годишњи циљ дефинисан Уредбом о утврђивању граничних вредности годишње потрошње енергије на основу којих се одређује која привредна друштва су обвезници система енергетског менаџмента, годишњих циљева уштеда енергије и обрасца пријаве о оствареној потрошњи енергије.

Табела Л-7 намењена је за самооцењивање нивоа енергетског менаџмента на посматраној локацији, док се у оквиру Табеле-8 наводе све остале спроведене мере које имају за циљ уштеду и очување енергије.

У Табелу Л-9 енергетски менаџер уноси средњорочне и дугорочне планове за уштеду и очување енергије на посматраној локацији, разврставајући мере на оне које захтевају значајнија финансијска улагања и оне које не захтевају или захтевају улагања мање вредности у посматраном временском периоду. У овим табелама неопходно је дефинисати место примене мере за унапређење енергетске ефикасности (процес, линија, опрема/уређај), дати кратак опис предложене мере, очекивану вредност инвестиције, и прорачунати ефекат уштеде примарне енергије. Очекивани ефекат уштеда мора бити поткрепљен адекватном методологијом којом се недвосмислено исказује уштеда у примарној енергији. У одељку IV Табеле Л-9 потребно је извршити анализу реализације предложених мера из плана за претходну годину, те образложити разлоге уколико нека од предложених мера није реализована. Одељак V Табеле Л-9 намењен је за све остале напомене од значаја за појашњење података који су у оквиру овог дела наведени.

## **5.2 ПРОГРАМ ЕНЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ ОБВЕЗНИКА СИСТЕМА ЕНЕРГЕТСКОГ МЕНАЏМЕНТА**

Сагласно члану 6 Закона о ефикасном коришћењу енергије, један од основних докумената којим се утврђује политика енергетске ефикасности коришћења енергије представља Програм и план енергетске ефикасности који, према обавези, доносе обвезници система енергетског менаџмента.

Сам програм енергетске ефикасности представља плански документ који обвезник система енергетског менаџмента доноси на период од три године. Овај документ, поред дефинисања планираног циља уштеда енергије (усклађен са планираним циљевима Стратегије, Програма остваривања Стратегије и Акционог плана енергетске ефикасности Републике Србије), прегледа и процене годишњих енергетских потреба, укључујући процену енергетских својстава објеката, треба да садржи и предлоге мера и активности које ће посредством ефикаснијег коришћења енергије обезбедити планиране уштеде, затим носиоце, рокове и процену очекиваних резултата сваке од мера којима се предвиђа остваривање планираног циља, као и финансијске инструменте (изворе и начин обезбеђивања средстава) предвиђене за спровођење планираних мера и активности.

Програм се подробније разрађује у плану енергетске ефикасности, као планским документом који се доноси на период од једне године. У овом документу се прецизније и детаљније описују и разрађују свака мера и активност из програма, наводе носиоци и рокови за спровођење планираних активности, очекивани резултати за сваку од мера, односно активности, као и извори и начин обезбеђивања финансијских средстава која су предвиђена за спровођење планираних мера.

Обвезник система енергетског менаџмента има обавезу да достави Програм и план енергетске ефикасности на захтев надлежног министарства, као и да спроводи мере енергетске ефикасности садржане у овим планским документима. У својим годишњим извештајима које доставља Министарству, обвезник СЕМ-а дужан је да извести Министарство о реализацији циљева садржаних у Плану и Програму енергетске ефикасности и да донесе Програм енергетске ефикасности (члан 18 Закона о ефикасном коришћењу енергије) у року од 60 дана од доношења Акционог плана енергетске ефикасности Републике Србије.

### 5.2.1 Садржај програма енергетске ефикасности обвезника СЕМ-а

Сагласно члану 11 Закона о ефикасном коришћењу енергије програм енергетске ефикасности који доносе обвезници Система енергетског менаџмента, садржи нарочито:

- **планирани циљ уштеда енергије**, који је у складу са планираним циљевима Стратегије, Програма остваривања Стратегије и Акционог плана;
- **преглед и процену годишњих енергетских потреба**, укључујући процену енергетских својстава објеката;
- **предлог мера и активности** које ће обезбедити ефикасно коришћење енергије;
- **носиоце и рокове реализације предложених мера**;
- **рокове и процену очекиваних резултата сваке од мера** којима се предвиђа остваривање планираног циља;

- **финансијске инструменте** (изворе и начин обезбеђивања средстава) **предвиђене за спровођење планираних мера и активности.**

Законом није прописана обавезујућа форма Програма енергетске ефикасности, па предложена форма Програма нема обавезујући карактер. Будући да овај документ треба да буде усклађен са Акционим планом енергетске ефикасности Републике Србије, методологија која се примењује за обрачун остварених уштеда из практичних разлога требало би да буде усаглашена у оба документа. [5.2]

Препоручује се следећи садржај Програма ЕЕ овезника СЕМ:

1. Резиме;
2. Увод;
3. Општи подаци о предузећу обвезнику Система енергетског менаџмента;
4. Опис примењене методологије;
5. Енергетски биланс на посматраној локацији;
6. Приказ полазног стања и анализа потрошње енергије на локацији;
7. Предлог мера и активности за унапређење енергетске ефикасности;
8. Прорачун уштеда енергије;
9. Техно-економска анализа предложених мера;
10. Рангирање мера за унапређење енергетске ефикасности;
11. Начин праћења спровођења мера;
12. Извештај о степену реализације мера ЕЕ у претходном периоду;
13. Закључак;
14. Прилози.

### **Резиме**

Резиме документа представља извод најзначајнијих елемената документа и он по правилу садржи:

- Образложење због чега се припрема и доноси документ (што проистиче из одредаба Закона о ефикасном коришћењу енергије), уз назнаку да је документ израђен у складу са циљевима Стратегије развоја енергетике Републике Србије до 2025. године са пројекцијама до 2030. године, Програмом остваривања Стратегије и Акционим планом енергетске ефикасности Републике Србије;
- Јасно дефинисан циљ уштеда примарне енергије, а који мора бити у складу са захтевима из Уредбе о утврђивању граничних вредности годишње потрошње енергије на основу којих се одређује која привредна друштва су обвезници система енергетског менаџмента, годишњих циљева уштеде енергије и обрасца пријаве о оствареној потрошњи енергије;
- Преглед структуре документа (сагласно члану 11 Закона о ефикасном коришћењу енергије);
- Приказ потрошње примарне енергије на годишњем нивоу који произилази из енергетског биланса предузећа;

- Приказ основних индикатора везаних за начин коришћења енергије у предузећу;
- Приказ трошкова за енергенте и енергију на годишњем нивоу са јасно дефинисаним тарифама за енергенте;
- Табеларни преглед ранжираних мера енергетске ефикасности са приказом планираних годишњих уштеда изражених у физичким и новчаним јединицама;
- Констатацију да ли приказане мере са ефектима уштеда на годишњем нивоу испуњавају постављени годишњи циљ уштеда који је дефинисан Уредбом.

#### **Увод**

У овом делу документа потребно је истаћи да је Програм енергетске ефикасности који доноси предузеће као обвезник СЕМ-а плански документ којим се дефинише начин остваривања планираног циља уштеда енергије за период од три године, као и да су дефинисани планирани циљеви у складу са документима: Стратегијом, Програмом остварења Стратегије и Акционим планом енергетске ефикасности.

У уводу обвезник треба да елаборира основне разлоге израде Програма енергетске ефикасности који проистичу из одредаба Закона о ефикасном коришћењу енергије.

Навести обавезно квантификовани циљ уштеда на годишњем нивоу који треба да износи најмање 1% годишње потрошње примарне енергије предузећа.

У овом делу документа потребно је изјаснити се о питању примењене методологије обрачуна ефеката мера енергетске ефикасности.

#### **Општи подаци о предузећу обвезнику система енергетског менаџмента**

У овом поглављу потребно је навести опште податке који описују обвезника СЕМ-а:

1. Назив обвезника система;
2. Основни подаци о обвезнику система (адреса, телефон, факс, веб-адреса и сл.);
3. Лице овлашћено за заступање (име и презиме, радно место, адреса, телефон, факс, електронска адреса);
4. Списак локација обвезника СЕМ-а (са подацима о називу локације, адреси, шифром и називом претежне делатности);
5. Особа која је одговорна за израду програма енергетске ефикасности (име и презиме, радно место, адреса, телефон, факс, електронска адреса);
6. Број запослених радника (број радника у служби енергетике и број енергетских менаџера);
7. Организациона структура предузећа са дефинисаном позицијом енергетског менаџера (обавезно навести уколико предузеће поседује уведен систем ISO 50001);

8. Основни финансијски показатељи рада предузећа (годишњи приходи и расходи у предузећу, са посебним освртом на трошкове који се односе на набавку енергената);
9. Основне информације о начину снабдевања енергијом и енергентима (добављачи и тарифе по којима се уговара снабдевање енергијом и енергентима, врсте и количина енергената који се утросе на годишњем нивоу);
10. Начин праћења потрошње енергената (очитавање бројила, контрола рачуна, анализа потрошње – часовни, дневни, недељни, полумесечни, месечни ниво);
11. Опис технолошког/технолошких процеса по производним целинама/билансним јединицама са назнаком о врсти енергената који се користе по појединим билансним јединицама;
12. Начин организовања производње (рад у сменама, број радних дана годишње, време које је предвиђено за ремноте);
13. Опис система који служе за снабдевање енергетским флуидима (колтарница, компресорска станица, расхладна станица, систем за дистрибуцију паре и поврат кондензата, систем за дистрибуцију вреле/топле воде, индустријске пећи, СНР постројење, електро-енергетски систем – трафо станице и снабдевање електричном енергијом производних погона, систем осветљења и др.);
14. Опис стања објеката у предузећу (наткривене површине, стање омотача, крова, прозора и врата, систем осветљења и грејање/климатизација објеката);
15. Потенцијал коришћења обновљивих извора енергије;
16. Остало што је релевантно за документ, а није наведено.

#### **Опис примењене методологије**

У оквиру овог поглавља, потребно је детаљно описати методологију која је коришћена за дефинисање свих индикатора потрошње енергије, као и за дефинисање планираних уштеда енергије за сваку појединачну меру енергетске ефикасности. Обавезно навести све коришћене факторе за конверзију у прорачунима. Уколико је методологија за прорачун стандардизована, обавезно се наводи извор (стандард, правилник и сл.) из ког је методологија преузета.

#### **Енергетски биланс на локацији са приказом полазног стања и анализа потрошње енергије**

У оквиру овог поглавља потребно је дати општи енергетски биланс предузећа, односно приказати и квантификовати све улазне и излазне енергетске токове. Поглавље 4 Приручника односи се на израду биланса производног процеса и треба да буде основа за овај сегмент припреме Програма енергетске ефикасности. Да би се израдио биланс неопходно је прикупити следеће податке о:

- производњи и преради (радно време, улазне сировине, производни програм, подаци на месечном нивоу о производњи и преради за најмање две године уназад);
- расположиви енергетски извори;
- појединачним системима;
- појединачној опреми;
- потрошњи енергије и енергената (подаци на месечном нивоу за најмање две године уназад).

Полазно стање и анализа потрошње енергије у предузећу се дефинише на основу спроведеног енергетског прегледа, а методологија спровођења енергетског прегледа детаљно је описана у поглављу 3 овог Приручника.

Анализа прикупљених података подразумева обрачун специфичне потрошње енергије (енергетски индикатори), приказ података (детаљније је приказано у Поглављу 3), одређивање енергетских центара – места са највећом потрошњом енергије, одређивање критичних места у систему у погледу губитака.

#### **Предлог мера и активности за унапређење енергетске ефикасности**

Предлог мера и активности треба унифицирати и дефинисати за сваки појединачни систем за снабдевање енергентима, односно за унапређење технолошких процеса понаособ.

За сваку меру потребно је дати назив мере, са референтном ознаком мере у складу са Акционим планом енергетске ефикасности, опис мере (категорија, временски оквир примене мере са дефинисаним почетком њене имплементације, кратак опис са циљем који треба да буде постигнут, циљна група, као и ниво примене (национални, регионални, локални), информације о спровођењу мера (листа и опис активности за спровођење мере, буџет и финансијски извори, релевантно тело задужено за спровођење активности у оквиру мере и надзорни орган задужен за контролу имплементације), методологија праћења постигнутих уштеда, план очекиваних уштеда у периоду од 3 године, претпоставке које су узете у обзир, као и анализу преклапања и мултиплицирања ефеката примене мера.

Уколико неке од мера енергетске ефикасности нису предвиђене Акционим планом, то треба посебно нагласити, а предложене мере описати на претходно утврђени начин.

Преглед мера за унапређење енергетске ефикасности пожељно је приказати прегледно, у виду табеле.

У поглављу 17 дате су типичне мере које се могу спроводити ради унапређења енергетске ефикасности у различитим индустријским погонима и објектима (зградама). Мере су систематизоване у групе: (1) опште мере, (2) мере које се односе на цевоводе и апарате, (3) мере у котларницама, (4) системи за дистрибуцију и

снабдевање воденом паром, (5) индустријске пећи, (6) сушаре, (7) пумпе, (8) вентилатори, (9) дуваљке, (10) компресори, (11) системи за дистрибуцију и снабдевање компримованим ваздухом, (12) куле за хлађење воде, (13) систем за хлађење, (14) системи КГХ (климатизација, грејање и хлађење), (15) зграде, (16) снабдевање водом и третман отпадних вода, (17) системи за дистрибуцију и снабдевање електричном енергијом, (18) електромоторни погони и (19) осветљење.

### **Прорачун уштеда енергије**

За сваку предложену меру за унапређење енергетске ефикасности потребно је посебно дефинисати:

1. полазне податке;
2. методологију обрачуна уштеда (зависиће од система који се посматра).

У садашњим условима не постоји законски утврђена методологија за конкретне енергетске системе у предузећима која претежну делатност имају у производном сектору (као што је то случај са мерама и системима који се односе на јединице локалне самоуправе). У том смислу, обрачун уштеда који се приказује у Програму енергетске ефикасности треба да буде јасан, недвосмислен, са прецизно наведеним свим релевантним величинама које су узете у обзир код прорачуна и наведеним свим референтним документима који су коришћени за прорачун.

Укупна уштеда енергије представља збир уштеда које се остварују применом појединачних мера.

Код оцене доприноса који спроведене мере енергетске ефикасности имају на остваривање националног циља уштеде енергије, неопходно је узети у обзир век трајања мера.

### **Техно-економска анализа предложених мера**

Детаљи техно-економске анализе дати су у 16. поглављу Приручника.

### **Рангирање мера за унапређење енергетске ефикасности**

Предложене мере енергетске ефикасности рангирају се према утврђеном критеријуму. Најчешће се користи критеријум нивоа улагања, те се мере групишу у:

1. мере без улагања или са ниским нивоом улагања;
2. мере које захтевају средњи ниво улагања и
3. мере које захтевају капитална улагања.

Сагласно томе, и динамика реализације одређује се у складу са листом дефинисаних приоритета.

### **Начин праћења спровођења мера из програма**

У оквиру овог поглавља потребно је навести да је праћење извршења Програма ЕЕ обвезника СЕМ-а, као и правовремено извештавање о спроведеним мерама и активностима важан сегмент спровођења Акционог плана енергетске ефикасности



Републике Србије. Значај спровођења и праћења уштеда енергије препознат је и у Закону о ефикасном коришћењу енергије, где је чланом 9 прописано да је министарство надлежно за послове енергетике одговорно за спровођење и контролу спровођења Акционог плана у целини. Ово министарство, такође, прати, врши проверу и оцену уштеда енергије остварених реализацијом Акционог плана у складу са Правилником о начину и роковима достављања података као и методологије за праћење, проверу и оцену ефеката његовог спровођења [5.3]. Истим чланом Закона прописано је и да су органи државне управе, надлежни органи аутономне покрајине и јединице локалне самоуправе, у оквиру својих надлежности, одговорни за спровођење Акционог плана и дужни да достављају министарству податке неопходне за праћење спровођења акционог плана.

За ефикасно праћење спровођења мера неопходно је јасно дефинисати индикаторе за праћење. [5.2]

#### **Извештај о степену реализације мера ее у претходном периоду**

У овом делу је потребно приказати степен реализације пројеката предвиђених претходним Програмом енергетске ефикасности обвезника СЕМ-а и учинак спроведених мера. Овде се, пре свега, мисли на обим реализованих инвестиција, остварене уштеде енергије (изражене у апсолутним износима и физичким јединицама) или смањење утrophка енергије (изражен као однос у %), смањење специфичне потрошње енергије (нпр. kWh/kg, или kJ/kg), смањење емисија гасова са ефектном стаклене баште (изражено у физичким јединицама и апсолутним вредностима t CO<sub>2</sub> или као %) [5.2].

#### **Закључак**

У закључним разматрањима треба констатовати да су у Програму енергетске ефикасности обвезника СЕМ-а приказани резултати спроведене анализе потрошње енергије на локацији обвезника СЕМ-а и да су у оквиру овог документа предложене мере повећања енергетске ефикасности и уштеда енергије које ће у наредном трогодишњем периоду бити спроведене на посматраној локацији, а које су у складу са прописаним годишњим циљевима уштеде енергије обвезника СЕМ-а.

Поред прорачуна уштеда енергије за сваку од мера, спроведена је техно-економска анализа и дефинисани су извори финансирања у посматраном трогодишњем периоду за сваку меру енергетске ефикасности појединачно.

Начин праћења извршења Програма енергетске ефикасности обвезника СЕМ-а одређен је Законом о ефикасном коришћењу енергије, при чему се извештаји о реализацији подносе надлежном министарству за послове енергетике.

У закључку је потребно квантификовати планирани циљ уштеда финалне, односно примарне енергије у посматраном трогодишњем периоду, планирану динамику реализације овог циља, као и појединачне процентуалне годишње износе уштеда

енергије. Поред ових података, неопходно је навести укупни износ планираних инвестиција за реализацију мера енергетске ефикасности и изворе обезбеђења финансијских средстава.

### **Прилози**

У прилозима документа треба навести све релевантне податке који су коришћени за припрему али нису уврштени у основна поглавља Програма енергетске ефикасности.

### **Литература**

- [5.1] Правилник о обрасцу годишњег извештаја о остваривању циљева уштеде енергије, Сл. Гласник РС 32/16
- [5.2] Бањац, М., Ђукановић, Д., Матејић, М., Галић, Р., Брдаревић, Љ., Лазревић, Б., Тица, С., Приручник за енергетске менаџере за област општинске енергетике, Програм Уједињених нација за развој, 2016.
- [5.3] Правилник о начину и роковима достављања података неопходних за праћење спровођења Акционог плана за енергетску ефикасност у Републици Србији и методологији за праћење, проверу и оцену ефеката његовог спровођења, Сл. Гласник РС, 37/15

### **Питања**

1. Ко припрема Годишњи извештај о остваривању циљева уштеде обвезника СЕМ-а?
2. Ко ме се подноси Годишњи извештај о остваривању циљева уштеда обвезника СЕМ-а?
3. Ко је у обавези да подноси Годишњи извештај о остваривању циљева уштеде обвезника СЕМ-а?
4. Које су врсте Образаца на којима се подноси Годишњи извештај?
5. Шта представља локацију код обвезника СЕМ-а?
6. Навести основне елементе Годишњег извештаја о остваривању циљева уштеда обвезника СЕМ-а.
7. Ко потписује Годишњи извештај о остваривању циљева уштеде обвезника СЕМ-а?
8. Шта је Програм енергетске ефикасности обвезника СЕМ-а?
9. Навести садржај Програма енергетске ефикасности обвезника СЕМ-а.
10. Који су препоручени елементи Програма енергетске ефикасности СЕМ-а?

## 6. ОСНОВИ ТОПЛОТНИХ ОПЕРАЦИЈА

Србислав Генић

Топлотне операције подразумевају процесе размене топлоте при којима се мења топлотно стање третиране радне материје, а у неким случајевима и агрегатно стање и састав. Ове операције се обављају у топлотним апаратима.

Топлотне операције и апарати су широко распрострањени у различитим индустријским и привредним гранама као што су енергетика, рударство, пољопривреда, биотехнологија и заштита животне средине, а посебно у скоро свим областима процесне индустрије (производњи и преради нафте и природног гаса, производњи и преради хемијских производа, фармацеутској индустрији, производњи хемијских влакана, пластичних маса, боја и лакова, ђубрива, агрохемикалија, прехранбеној индустрији, производњи и преради неметала и грађевинских материјала, индустрији целулозе и папира, црној и обојеној металургији, текстилној и кожарској индустрији, индустрији гуме итд), као и у другим областима машинства – термотехници (грејање, хлађење, климатизација) и термоенергетици (термоелектране, топлане); превозним и транспортним средствима итд.

Основу за разумевање топлотних операција и апарата представљају две фундаменталне области физике: термодинамика и транспорт топлоте. Због праксе која је устаљена међу инжењерима у области топлотних операција ознаке коришћене у даљем тексту, у извесној мери, одударају од прописаних у SRPS EN ISO 80000.

### 6.1 ОСНОВИ ПОЈМОВИ ИЗ ТРАНСПОРТА ТОПЛОТЕ

Постоје три основна начина транспорта (простирања, преношења) топлоте:

- провођење топлоте – кондукција;
- прелаз топлоте – конвекција;
- зрачење – радијација.

Провођење топлоте је транспорт који се одвија на молекуларном нивоу и до кога долази при постојању температурске разлике делова једног тела или при непосредном контакту два тела различите температуре. Према Фуријеовом закону, топлотни флуks кроз раван зид дебљине  $\delta$  (m) је пропорционалан разлици температура  $\Delta t$  (°C) са две стране зида

$$q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot \Delta t \quad (6.1)$$

Коефицијент пропорционалности се назива топлотна проводност.

У случају цилиндричног зида чији је спољашњи пречник  $d_s$  (m), а унутрашњи пречник  $d_u$  (m), топлотни флуks је

$$q = \lambda \cdot \frac{2}{d_s \cdot \ln \frac{d_s}{d_u}} \cdot \Delta t \quad (6.2)$$

Прелаз топлоте је последица кретања великих молекулских група и, за разлику од провођења топлоте, јавља се само код флуида (течних или гасовитих). Струјање флуида може се остварити принудним путем (принудна конвекција), помоћу струјних машина (пумпе, вентилатори, компресори итд) или природним путем (природна конвекција), када се услед разлике у температури и густини у различитим слојевима флуида остварује кретање и на тај начин и транспорт топлоте (циркулација воде у котлу итд). Топлотни флуks при конвекцији може се одредити на следећи начин

$$q = \alpha \cdot (t_f - t_{gr}) \quad (6.3)$$

где су:

- $t_f$ , °C, температура флуида;
- $t_{gr}$ , °C, температура зида;
- $\alpha$ , W/(m<sup>2</sup>·K), коефицијент прелаза топлоте који зависи од својстава флуида и услова под којима се одвија струјање.

У табели 6.1 дате су уобичајене вредности за коефицијент пролаза топлоте које се срећу код добошастих размењивача топлоте.

**Табела 6.1** Оријентационе вредности коефицијената прелаза топлоте [6.1]

Топлотна операција	Флуид	Коефицијент прелаза топлоте, W/(m <sup>2</sup> ·K)
Грејање и хлађење	гасови	1 ÷ 60
	прегрејана пара	20 ÷ 120
	уља	60 ÷ 1700
	вода	200 ÷ 10000
	течни метали	20000 ÷ 40000
Кључање	органске течности	600 ÷ 10000
	вода	6000 ÷ 50000
Кондензација	водена пара	5000 ÷ 20000
	органске паре	600 ÷ 2500

Зрачење је емисија енергије тела услед сложених молекуларних и субмолекуларних промена. Транспорт енергије зрачењем се у форми електромагнетних таласа простире у свим правцима и не захтева присуство супстанције јер се електромагнетни таласи простору и кроз вакуум. Поред зрачења, свако тело и апсорбује, рефлектује или пропушта енергију дозрачену од других тела, при чему је

$$\frac{E_r}{E} + \frac{E_a}{E} + \frac{E_d}{E} = r + a + d = 1 \quad (6.4)$$

где су:

- $E, W$ , укупно дозрачена енергија;
- $E_a, W$ , део енергије зрачења коју је тело упило (апсорбовало);
- $E_r, W$ , део енергије зрачења коју је тело одбило (рефлектовало);
- $E_d, W$ , део енергије зрачења коју је тело пропустило;
- $a$ , коефицијент апсорпције;
- $r$ , коефицијент рефлексије;
- $d$ , коефицијент пропуштања (дијатермије).

Чврста тела и течности су практично непрозрачна за топлотне зраке ( $d = 0$ ). Тело које је способно да упије сву дозрачену топлотну енергију ( $a = 1$ ) назива се апсолутно црно тело, а тело које потпуно рефлектује сву дозрачену енергију назива се апсолутно бело тело ( $r = 1$ ). Оваква тела у природи не постоје и ови појмови су уведени ради теоријских објашњења.

Топлотно зрачење емитује било које тело чија је температура виша од апсолутне нуле. Према Штефан–Болцмановом закону, топлотна енергија зрачења апсолутно црног тела одређује се помоћу једначине

$$q = \sigma_c \cdot T^4 \quad (6.5)$$

при чему Штефан–Болцманова константа износи  $\sigma_c = 5,6704 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ , а са  $T$  (К) означена је температура површине апсолутно црног тела.

Реална тела називају се сивим телима за која се топлотна енергија зрачења одређује помоћу једначине

$$q = C \cdot \sigma_c \cdot T^4 \quad (6.6)$$

где је  $C$  константа зрачења сивог тела која зависи од од природе тела (врста материјала и храпавост површине).

При комбинованом транспорту топлоте (конвекција и зрачење – карактеристично за високотемпературске топлотне операције), топлотни флуks одређује се по формули

$$q = (\alpha + \alpha_z) \cdot (t_f - t_{gr}) \quad (6.7)$$

где је  $\alpha_z$  ( $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ) коефицијент прелаза топлоте услед зрачења.

## 6.2 РАЗМЕЊИВАЧИ ТОПЛОТЕ

Транспорт топлоте је суштински део већине процеса у процесној индустрији, термотехници и термоенергетици. Топлотне операције се обављају у топлотним апаратима – размењивачима топлоте, чија се основна класификација врши у односу на процесни флуид чији радни параметри (температура, састав итд) имају битан значај на остваривање основних задатака одређеног технолошког процеса [6.1]:

- хладњаци и загрејачи су апарати у којима се посматрани радни медијум хлади (нпр. хлађење јестивог уља после процеса рафинације) или загрева (нпр. загревање млека ради пастеризације);

- кондензатори и испаривачи су апарати у којима се посматрани радни медијум кондензује (нпр. кондензација нафтних фракција после дестилације) или испарава (нпр. испаравање течности у расхладним постројењима);
- упаривачи (кувачи) су апарати у којима се обавља концентрисање раствора који чине течни растварач и неиспарљиви растворак путем испаравања растварача (нпр. у производњи шећера, чоколаде итд);
- кристализери су апарати у којима се обавља кристализација zasiћеног течног раствора који чине течни растварач и неиспарљиви растворак, путем испаравања растварача или хлађења мешавине;
- замрзивачи и размрзивачи (топителји) су апарати у којима се посматрани радни медијум замрзава или размрзава (нпр. термички третман воћног сока у прехранбеној индустрији);
- хемијски и биохемијски реактори углавном представљају посебну групу технолошких апарата, али могу се посматрати и као специфична врста размењивача топлоте. У циљу правилног вођења хемијских и биохемијских реакција захтева се одржавање технолошки прописаног температурског и концентрационог поља, што се обезбеђује разменом топлоте између процесног и енергетског флуида.

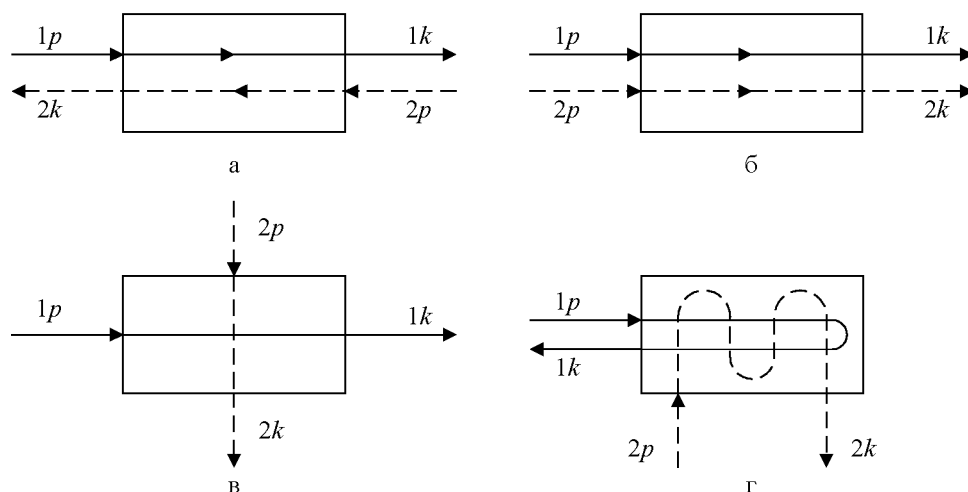
Проточни размењивачи топлоте су апарати кроз које континуално протичу радни медијуми. Уколико се протицање радних флуида одвија при константним вредностима протока и улазних температура ради се о апаратима у којима се одвијају стационарне топлотне операције. Ако се протоци и/или температуре на улазу у апарат мењају, у питању су нестационарне топлотне операције. Код шаржних апарата један радни медијум уводи се у комору размењивача (резервоарски простор) у којој, на макро нивоу, мирује за време обављања топлотне операције (не протиче кроз апарат), а након завршетка операције одводи се из коморе. За време обављања операције, други радни флуид континуално протиче кроз апарат. У шаржним апаратима топлотне операције су увек нестационарне.

Код проточних размењивача топлоте, постоје три основне шеме струјања флуида приказане на слици 6.1:

- супротносмерни ток флуида (слика 6.1.а);
- истосмерни ток флуида (слика 6.1.б);
- унакрсни ток флуида у једном пролазу (слика 6.1.в).

Поред основних шема струјања, код размењивача топлоте често се среће и комбинација основних шема струјања (слика 6.1.г) чиме се остварује комбиновани ток радних флуида кроз апарат који се назива и унакрсни ток у више пролаза.

Размењивачи топлоте који раде у нестационарном температурском режиму (нпр. грејање санитарне воде у резервоару помоћу топле воде која континуално протиче кроз цевни сноп акумулатора топлоте) су апарати шаржног типа.



Слика 6.1 Шеме струјања флуида код размењивача топлоте

Класификација размењивача топлоте према начину преноса топлоте са једног на друго радно тело је следећа:

- рекуперативни размењивачи топлоте су апарати код којих се размена топлоте између флуида врши кроз преграду која не дозвољава њихов непосредни контакт. Преграда може бити у облику цеви, плоча, листова, итд;
- код регенеративних размењивача топлоте, контакт радног тела размењивача (испуне, саћа итд) са флуидима временски је померен: размењивач је у првом временском периоду у додиру са једним флуидом који предаје топлоту, при чему се сам загрева. У наредном временском периоду, размењивач је у додиру са другим флуидом коме предаје топлоту, при чему се сам хлади. Регенеративни размењивачи топлоте раде у нестационарном радном режиму;
- контактни размењивачи топлоте, код којих се прелаз топлоте остварује при директном контакту између радних медијума, при чему се може образовати хомогена или хетерогена смеша у зони контакта која се затим раздваја.

Поред наведених класификација, постоји још једна и то према типском конструкционом решењу, па се тако разликују размењивачи типа цев-у-цев, добошасте размењивачи, размењивачи са оребреним цевима, орошавајући размењивачи, размењивачи потопљеног типа, размењивачи са цевном змијом, размењивачи са двоструким плаштом, плочасти, спирални, ламеласте, компактни, размењивачи топлоте итд. У данашње време, од појединачних типова размењивача топлоте у области процесне технике и термоенергетике највише се користе добошасте и оребрени цевни размењивачи са ~80% удела на тржишту, а затим плочасти размењивачи са ~16%, док на остале типове отпада ~4%. У области термотехнике (грејање, хлађење, климатизација) доминирају плочасти и оребрени цевни размењивачи топлоте.

### 6.3 РАДНИ МЕДИЈУМИ У РАЗМЕЊИВАЧИМА ТОПЛОТЕ

Радни медијуми који се користе у размењивачима топлоте могу се класификовати према намени, агрегатном стању и дијапазону радних температура и притисака.

Према намени деле се на грејне и расхладне радне медијуме. Грејни радни медијуми (они који одају топлоту у процесу размене) су прегрејана и сувозасићена водена пара, врела и топла вода, минерална и термална уља, органска једињења, растопине соли, гасови и гасне мешавине, продукти сагоревања итд. Најчешће коришћени расхладни радни медијуми су вода, ваздух и флуиди који се користе у расхладним уређајима.

Према агрегатном стању деле се на једнофазне и вишефазне радне материје. Једнофазне радне материје су пламен (нискотемпературска плазма), гасови и гасне мешавине, прегрејане паре које се не кондензују, течности и течни раствори који не мењају агрегатно стање у процесу размене топлоте, гранулисани чврсти материјал итд. У вишефазне радне материје (најчешће двофазне) спадају кључале течности, засићене паре и њихове мешавине са гасовима, чврсте материје које се топе или сублимишу, течности које се смрзавају, аеросоли, емулзије, суспензије, пасте и остали реолошки сложени системи.

Према дијапазону радних температура деле се на високотемпературске, средњетемпературске, нискотемпературске и радне медијуме који се користе у криогеној техници.

У високотемпературске радне медијуме спадају продукти сагоревања чврстог, течног и гасовитог горива чија температура достиже вредности и до 1500°C. Постоји и велики број високотемпературских радних медијума у течном агрегатном стању. Сматра се да се у ову групу радних материја могу сврстати све течности чија је температура кључања на атмосферском притиску виша од 200°C. То су најчешће органска једињења и њихове мешавине (минерална уља, нафталин, дифенил, глицерин, силикони), растопине соли натријума и калијума и течни метали (натријум, калијум и њихове легуре). Свим овим радним медијумима заједничко је то што су одлични носиоци топлоте и не захтевају високе радне притиске (до 6 bar). Углавном нису хемијски агресивни (осим неких врста минералних уља) и због релативно великих специфичних топлотних капацитета не захтевају цевоводе великих пречника. При њиховом коришћењу треба посебно обратити пажњу на температуру топљења (стињавања) јер се у случају заустављања технолошке линије мора предвидети систем за догревање или систем за пражњење радне материје из цевовода и апарата пре него што дође до њеног очвршћавања.

Као грејни флуиди веома често се користе водена пара и врела (топла) вода. Спадају у групу средње и нискотемпературских радних медијума.

Водена пара може бити влажна, сувозасићена и прегрејана.

Прегрејана водена пара се понаша слично гасовима, па се углавном користи за транспорт топлотне енергије на велике даљине, да би се спречило кондензовање водене паре у цевоводима (појава кондензата у цевоводима има неповољно дејство



услед ерозије зида цеви и хидрауличких удара). Сувозасићена водена пара је одличан грејни енергетски флуид, пре свега због велике топлоте промене фазе (топлота кондензације), што повољно утиче на смањење димензија размењивача топлоте. Због могуће појаве кондензата у цевоводима, сувозасићена пара се не транспортује на веће удаљености, већ се користи најчешће унутар једне фабрике, односно постројења. Употреба водене паре је ограничена пре свега због високих притисака који се могу јавити у систему (притисак паре расте веома брзо са порастом температуре).

Вода има велики топлотни капацитет по јединици запремине [6.2], па је њен транспорт на веће даљине економичан (чак и неколико десетина километара), а коефицијенти прелаза топлоте са стране воде могу бити веома велики, што представља једну од њених битних предности у односу на друге носиоце топлоте.

Врела вода (температуре изнад  $100^{\circ}\text{C}$ ) веома често се користи као грејни флуид, али је њена употреба ограничена пре свега због захтева за релативно високим притисцима на повишеним температурама. Обично се користи до температуре од  $180^{\circ}\text{C}$ , што захтева притисак у систему од 15 bar. Топла вода се такође примењује као грејни флуид, посебно у системима грејања и климатизације где се не захтевају температуре изнад  $100^{\circ}\text{C}$ , што значи да су и притисци у таквим системима релативно ниски ( $2 \div 5$  bar).

Вода се користи и као расхладни радни медијум. У зависности од локалних услова температура воде из река и језера се креће у границама од 3 до  $25^{\circ}\text{C}$ , док вода из дубоких бунара има приближно константну температуру у току целе године и то у границама  $8 \div 12^{\circ}\text{C}$ .

Вода из природних извора и водовода садржи различите нечистоће и растворене соли. Ако се користи физичко-хемијски нетретирана вода, постоји опасност да се јави озбиљно прљање цевовода и размењивача топлоте, а при температурама изнад  $50^{\circ}\text{C}$  и интензивно издвајање соли (каменца). Физичко-хемијска припрема воде подразумева уклањање чврсте фазе из воде, уклањање растворених соли и растворених гасова. Овако припремљена вода може се користити у различитим процесним и енергетским постројењима јер тада нема изражено кородивно дејство на материјал зидова цеви и размењивача топлоте, па се за њихову израду могу користити угљенични челици са гарантованим саставом.

Ваздух се најчешће користи као расхладни флуид и то у површинским и контактним размењивачима топлоте (евапоративно хлађење). Ограничена примена ваздуха у површинским размењивачима топлоте је последица малих коефицијената прелаза топлоте са стране ваздуха, што изискује велику површину размењивача, а због малог запреминског топлотног капацитета и цевоводе великих пречника. Посебан проблем представља могућност појаве микроорганизама, прашине и уља (код компримованог ваздуха) што утиче на додатно запрљање површине апарата.

Флуиди који се користе као радне материје у процесима расхладних уређаја спадају у групу нискотемпературских радних медијума. Основни захтеви који у овом случају

треба да буду испуњени су ниска температура кључања при умерено ниским притисцима, ниска температура кондензације при умерено високим притисцима и велика запреминска топлота промене фазе да би се могли користити радне машине мањих снага, односно цевоводи и размењивачи топлоте мањих димензија. Најчешће се користе амонијак и фреони (халогени деривати парафинских угљоводоника).

Амонијак има ниску производну цену, растворљив је са водом (што је повољно јер не долази до формирања леда у цевоводима и вентилима, а што би могло да изазове зачепљење инсталације), не меша се са уљем за подмазивање компресора, што је добро са становишта размене топлоте која се остварује у испаривачима и кондензаторима расхладног постројења. Делови инсталације кроз коју протиче амонијак не смеју се израђивати од легура бакра и цинка јер постоји опасност од корозије.

Фреони слабо растварају воду што захтева добру претходну припрему елемената инсталације пре монтаже. Добро се мешају са уљем за подмазивање компресора и немају кородивно дејство у односу на уобичајене конструктивне материјале, сем на магнезијум и његове легуре. Растварају природну гуму, па се она у фреонским инсталацијама не сме користити као материјал за заптиваче.

У криогеној техници као радни медијуми користе се компримовани гасови кисеоник, водоник, азот и њихове паре.

Максимална и оптимална растојања за транспорт носилаца топлоте до апарата и уређаја, брзине кретања, температуре и притисци у апаратима утврђују се на основу техно-економских прорачуна. При томе се узимају у обзир инвестициони трошкови (израда, монтажа опреме) и оперативни трошкови (цена енергије за транспорт радног медијума, трошкови одржавања, радне снаге и др.).

У табелама 6.2 и 6.3 дате су оријентационе вредности дијапазона радних температура и притисака, као и брзина струјања флуида кроз цевоводе које су утврђене на бази техно-економских прорачуна, водећи рачуна о својствима појединих флуида и о искуствима везаним за експлоатацију постојећих постројења у областима процесне индустрије, термоенергетике и термотехнике.

#### **6.4 ДОБОШАСТИ РАЗМЕЊИВАЧИ ТОПЛОТЕ**

Добошасте размењиваче топлоте се састоје од цилиндричног омотача (плашта) у коме се налази цевни сноп који се састоји од већег броја цеви (чак и до неколико хиљада цеви). Цеви се спајају са цевним плочама, које могу бити непокретне (слика 6.2.а) или се једна од њих може померати (слика 6.2.б). Постоје и добошасте размењиваче са U-цевима који имају само једну цевну плочу (слика 6.2.в). Спољашњи изглед је приказан на слици 6.3.а, док је на слици 6.3.б приказана шема струјања у међуцевном простору. Користе се као загрејачи, хладњаци, кондензатори и испаривачи. На пример, код добошастог размењивача са потопљеним цевним снопом (слика 6.2.г) кроз цеви струји топлији флуид, а у међуцевном простору

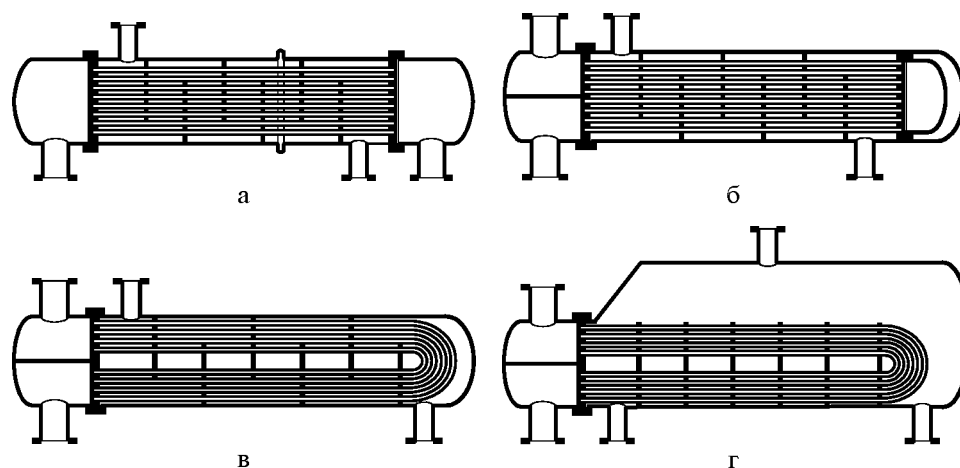
испарава хладнији флуид (течност улази са леве доње стране, пара излази на врху, а остатак неиспарене течности излази са десне доње стране међуцевног простора).

**Табела 6.2** Оријентационе вредности радних температура и притисака [6.1]

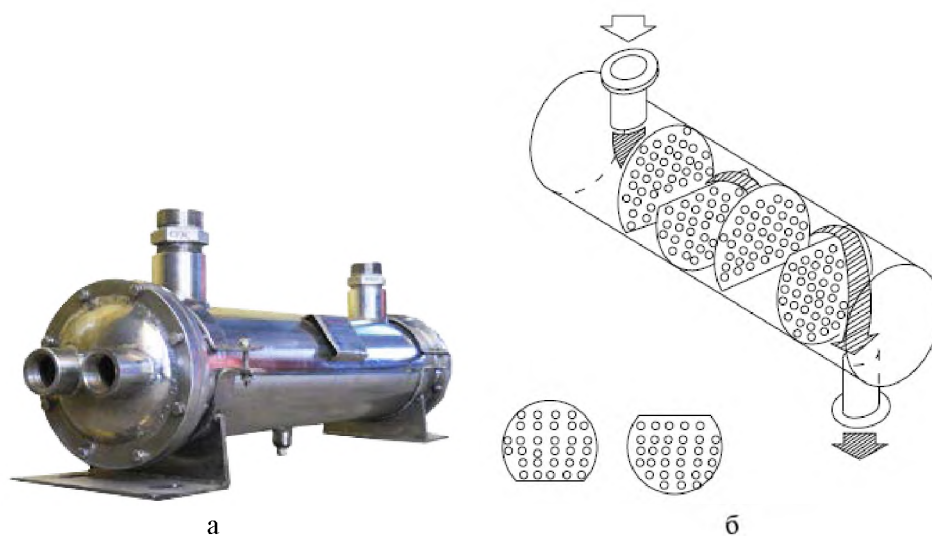
Радни медијум	Температура, °C	Притисак, bar	
Амонијак	-40 ÷ 40	до 16	
Антифриз (водени раствори гликола)	-30 ÷ 60	1 ÷ 2	
Високотемпературска уља	15 ÷ 400	до 12	
Фреон 134a (R134a)	-26 ÷ 80	до 26	
Фреон 13 (R13)	-100 ÷ -10	до 15	
Минерална уља	0 ÷ 215	~ 1	
Продукти сагоревања	450 ÷ 1000	~ 1	
Водени раствори CaCl <sub>2</sub>	-50 ÷ 60	~ 1	
Силиконска једињења	-70 ÷ 400	до 13	
Ваздух	-70 ÷ 250	1 ÷ 10	
Вода	0 ÷ 374	1 ÷ 225	
Водена пара	50 ÷ 650	1 ÷ 300	
Компримовани гасови	метан, етан, етилен	-160 ÷ -70	до 40
	азот, кисеоник	до -210	до 200
	водоник	до -257	до 10
	хелијум	до -272	~ 1

**Табела 6.3** Оријентационе вредности брзине струјања флуида кроз цевоводе [6.3]

Радни медијум	Брзина, m/s	
Течности умерене вискозности (вода, бензин, керозин)	0,5 ÷ 3	
Течности велике вискозности (уља, раствори соли)	0,2 ÷ 1	
Сувозасићене паре на притиску до 4,5 bar	10 ÷ 45	
Гасови и прегрејане паре	под вакумом	50 ÷ 150
	на атмосферском притиску	10 ÷ 50
	на атм. притиску, са примесама чврсте фазе	6 ÷ 10
	на притиску 1 ÷ 10 bar	10 ÷ 30
	на притиску 10 ÷ 65 bar	15 ÷ 50
Водена пара	засићена на притиску 1 ÷ 10 bar	20 ÷ 50
	засићена или прегрејана на притиску вишем од 10 bar	35 ÷ 75



Слика 6.2 Добошасте размењивачи топлоте



Слика 6.3 Добошасте размењивачи топлоте

Израђују се у већем броју варијантних решења, при чему се могу поставити у хоризонтални и вертикални положај или (веома ретко) под нагибом. Основни елементи добошастих размењивача (цевни сноп, омотач, цевна плоча итд) најчешће се израђују од челика и обојених метала, али могу се применити и други материјали. Код добошастих размењивача топлоте, уобичајено је да кроз цеви струји флуид вишег притиска који је прљавији и агресивнији, док се кроз међуцевни простор препоручује да струји флуид који се кондензује или флуид који има велику вискозност.

Површина за размену топлоте креће се и до 5000 m<sup>2</sup> (дужина апарата до 12 m, а пречник до 3 m), а захваљујући чврстоћи конструкције могу се користити како за рад при високим притисцима, тако и за рад под вакумом. Маса апарата може бити и преко 50 t. Уобичајени дијапазон пречника цеви које се користе за израду цевног снопа креће се у границама 6 ÷ 50 mm, мада има случајева када пречник цеви може бити и 2,5 mm, али и до 100 mm. Уколико нема других ограничења, најчешће се користе цеви пречника 18 ÷ 25 mm јер примена ових цеви у већини случајева обезбеђује довољну компактну конструкцију и могућност механичког чишћења цевног снопа, а самим тим и јефтинији размењивач топлоте. Дужина цевног снопа треба да буде прилагођена стандардним дужинама цеви које испоручују произвођачи цеви (6 m, 12 m итд) да би се снизила цена апарата.

Цена овог типа апарата у USD се, за опсег површине размењивача  $S = 10 \div 600 \text{ m}^2$ , може проценити помоћу израза

$$C = (a + b \cdot S^c) \cdot f_t \cdot f_p \quad (6.8)$$

са параметрима датим у табели 6.4 [6.4].

Табела 6.4 Цена добошастих размењивача

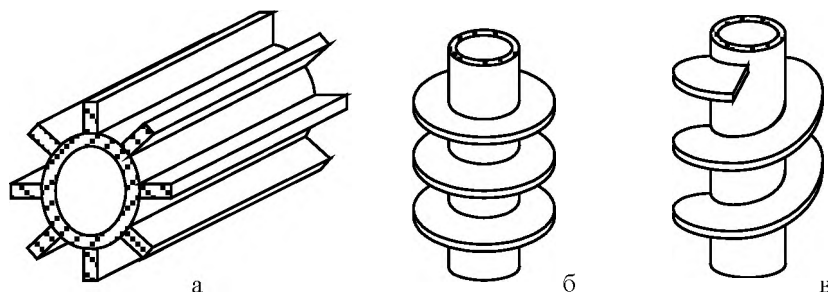
$a$	$b$	$c$	Материјал		Тип		Притисак	
			Цеви	Омотач	$f_t$		bar	$f_p$
-2400	3070	0,60	CS	CS	Пливајућа глава	1,0	1 ÷ 10	1
-1100	2400	0,69	Месинг	CS	Фиксне цевне плоче	0,8	10 ÷ 30	1,16
-31000	10100	0,60	SS	CS	U-цеви	0,85	30 ÷ 50	1,30
-50500	18200	0,53	SS	SS	Потопљени цевни сноп	1,3	50 ÷ 70	1,50

## 6.5 ОРЕБРЕНИ ЦЕВНИ РАЗМЕЊИВАЧИ ТОПЛОТЕ

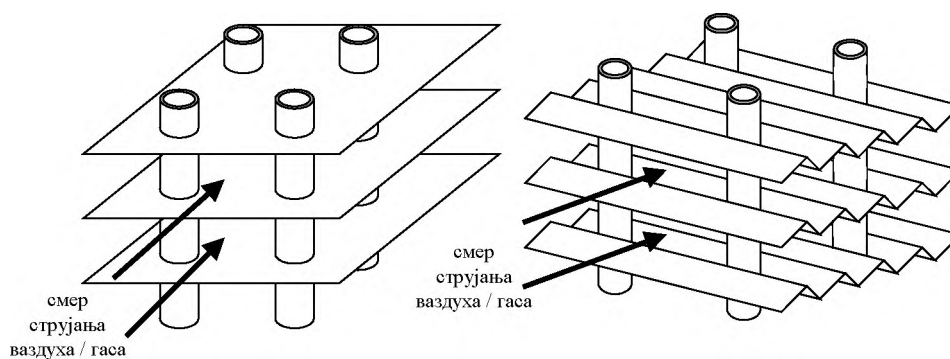
Оребрени цевни размењивачи топлоте појављују се у више облика којима је заједничко то што им је спољашња страна цеви оребрена чиме се значајно (чак и до 50 пута) повећава површина за размену топлоте. Оребрене површине које се користе за уградњу у размењиваче топлоте, котлове и друге топлотне апарате разликују се по својој геометрији (слика 6.4), материјалима који се користе и по начину остваривања везе између носеће површине и оребрења.

Ребра се израђују у дебљинама од  $\delta_r = 0,1 \div 1 \text{ mm}$  од различитих материјала: угљеничног или легираног челика, алуминијума итд. Предност се даје обојеним металима и мањим дебљинама ребара због веће ефикасности ребара. Челична ребра су, по правилу, већих дебљина и примењују се за теже радне услове. Број ребара по јединици дужине цеви је обично у опсегу  $N_l = 100 \div 800 \text{ m}^{-1}$  али може бити и већи.

Због једноставне израде, веома је чест случај коришћења ламеластих ребара која могу бити равна или таласаста (слика 6.5).



Слика 6.4 Врсте оребрења



Слика 6.5 Цевни сноп са ламеластим ребрима

Пречник носеће цеви се креће у границама  $6 \div 50$  mm, док је уобичајена висина ребара  $3/8 \div 3/4$  од пречника цеви, али обично није већа од 25 mm, првенствено због могућих фабрикационих проблема. Укупан број ребара по дужном метру носеће цеви је обично  $200 \div 450$ , а дебљина ребра износи  $0,1 \div 1$  mm.

**Ваздушни хладњаци** су размењивачи топлоте код којих се у цевима апарата одвија хлађење или кондензација топлијег (процесног) флуида, а одвођење топлоте се остварује помоћу амбијенталног ваздуха који попречно наструјава цевни сноп (слика 6.6). Ова врста размењивача користи се када је потребно остварити велике топлотне снаге: рафинерије нафте, хемијска и петрохемијска индустрија, термо-електране, челичане итд.

Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем састоји се од цевног снопа (поз. 1) са оребреним цевима и комора за увођење и одвођење (поз. 2) и скретање процесног/енергетског флуида (поз. 3). Струјање ваздуха остварује се помоћу вентилатора (поз. 4) који се покреће електромотором са редуктором (поз. 5). У односу на смер струјања ваздуха вентилатори се постављају испод цевног снопа уколико треба да обезбеде потисно струјање ваздуха, односно изнад снопа ако је у питању усисно струјање. Између цевног снопа и вентилатора поставља се комора за дистрибуцију ваздуха (поз. 6). Ослонци апарата (поз. 7) постављају се испод комора,

при чему је један од ослонаца покретан и дозвољава растерећење услед напрезања изазваних топлотним дилатацијама делова апарата.

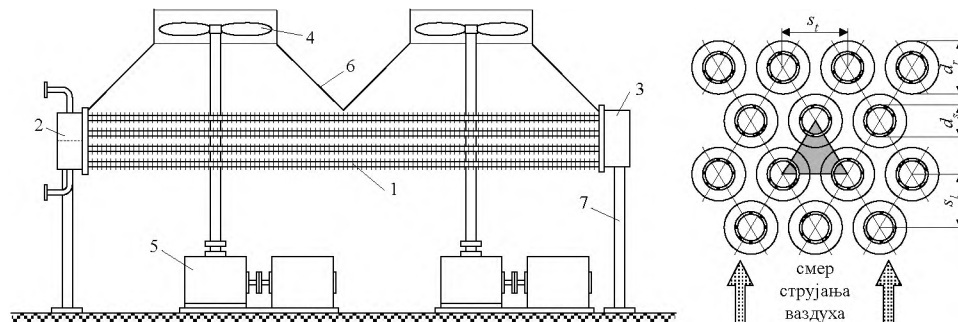
На слици 6.7 приказана је структура цевног снопа ваздушног хладњака. Цevi размењивача обично се израђују од угљеничних челика, а ребра од алуминијума. Уколико је процесни флуид агресиван, основна цев може бити од легираног челика, бабра итд, а ребра се израђују и од других материјала (челик, бакар, ...).

Код ваздушних хладњака, осим у веома ретким изузецима, користи се троугласти распоред цеву у снопу, приказан на слици 6.6 (десно), при чему су  $s_t$  и  $s_l$  попречни и подужни корак цеву у односу на правац струјања.

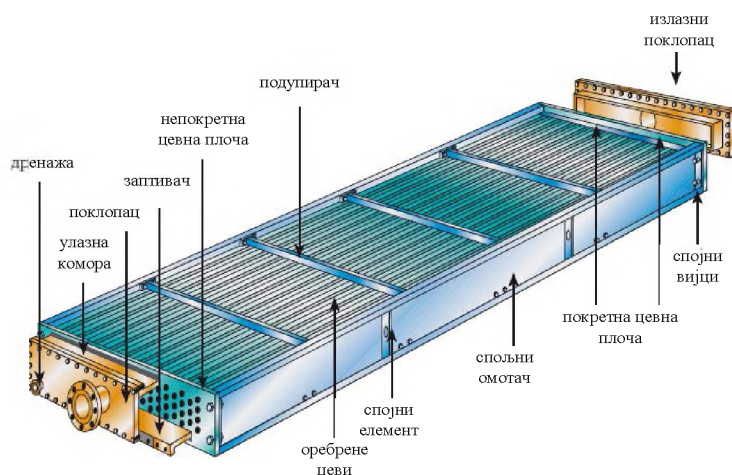
Цена ваздушних хладњака, у USD, се може проценити помоћу израза

$$C = a + b \cdot S^c \quad (6.9)$$

узимајући за  $S$  неоребрену површину базне цеву, као и параметре дате у табели 6.5.



Слика 6.6 Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем са усисним вентилаторима



Слика 6.7 Структура цевног снопа ваздушног хладњака

Табела 6.5 Цена ваздушних хладњака [6.4]

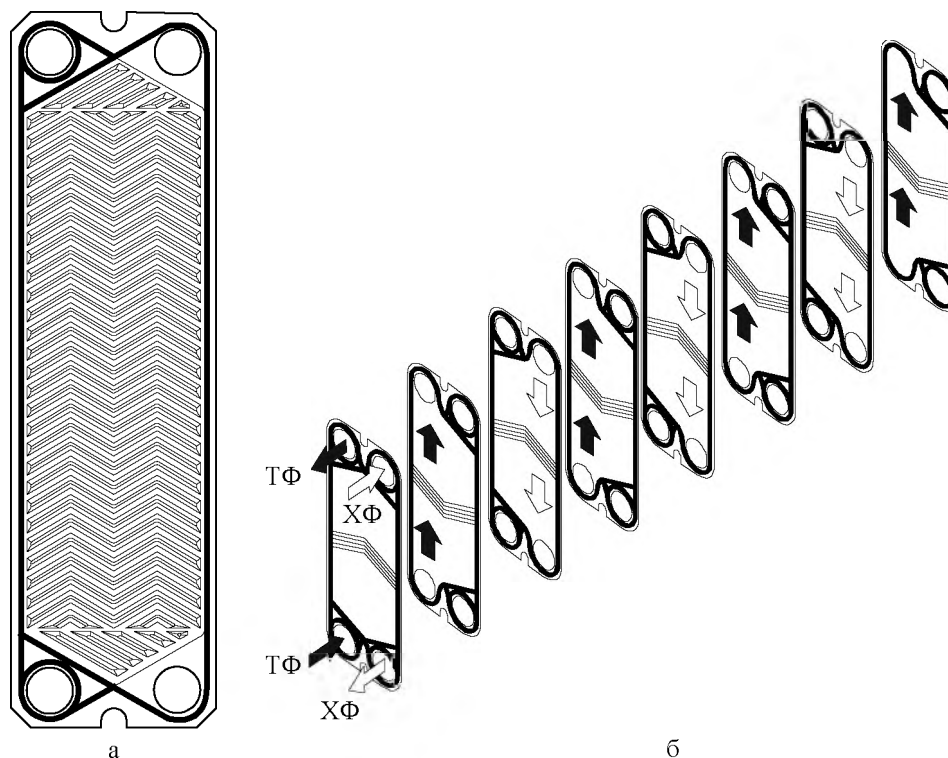
<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	Опсег <i>S</i> , m <sup>2</sup>	Напомена
0	8600	0,40	4 ÷ 14000	CS основна цев ребра Al
36900	264	1,04	30 ÷ 930	

## 6.6 ПЛОЧАСТИ РАЗМЕЊИВАЧИ ТОПЛОТЕ

Плочасти размењивачи топлоте састоје се од низа густо поређаних танких плоча између којих наизменично струје флуиди. Плоче су најчешће профилисане, чиме се обезбеђује крутост конструкције и интензивна турбулизација флуида (слика 6.8.a). Основна шема струјања приказана је на слици 6.8.б (ТФ – топлији флуид, ХФ – хладнији флуид).

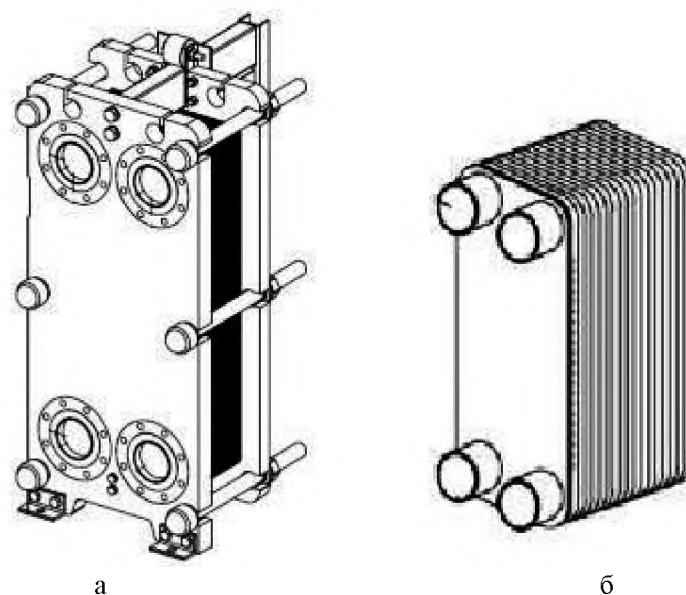
Плочасти размењивачи топлоте се израђују као:

- растављиви размењивачи, код којих се између плоча постављају заптивачи, а пакет плоча је стегнут у рам помоћу анкер вијака (слика 6.9.a);
- нерастављиви размењивачи, код којих су плоче спојене поступком тврдог лемљења или заваривања (слика 6.9.б).



Слика 6.8 Изглед плоче и основна шема струјања флуида





Слика 6.9 Растављиви и нерастављиви плочасти размењивачи топлоте

Растављиви плочасти размењивачи топлоте превасходно се користе када је неопходно често чишћење површине плоча од талога, као што је случај у производњи хране и пића. Нерастављиви размењивачи имају мању цену (немају рам, заптиваче и анкер вијке), а опсег примене им је проширен у односу на растављиве и то за притиске до 80 barg и температуре до 500°C.

Површина за размену топлоте се креће од 0,1 m<sup>2</sup> до 3500 m<sup>2</sup>, при чему размењивач може да има и до 700 плоча у једном пакету (максимална дужина размењивача је око 5000 mm). Површина једне плоче је у распону од 0,01 m<sup>2</sup> до 3,6 m<sup>2</sup>, а однос дужине и ширине плоче креће се од 2 до 6. Дебљина плоче је између 0,5 mm и 3 mm, а растојање између њих је од 1,5 mm до 5 mm. Плоче се израђују у широком спектру метала и легура, укључујући нерђајуће челике, бакар, алуминијум, титанијум итд. Материјали који се користе за заптиваче најчешће су EPDM, Viton FPM, Butil PR, Viton NBR, Neopren CR, а у употреби је и компримовани азбест.

Цена растављивих плочастих размењивача процењује се помоћу

$$C = a + b \cdot S^c \quad (6.10)$$

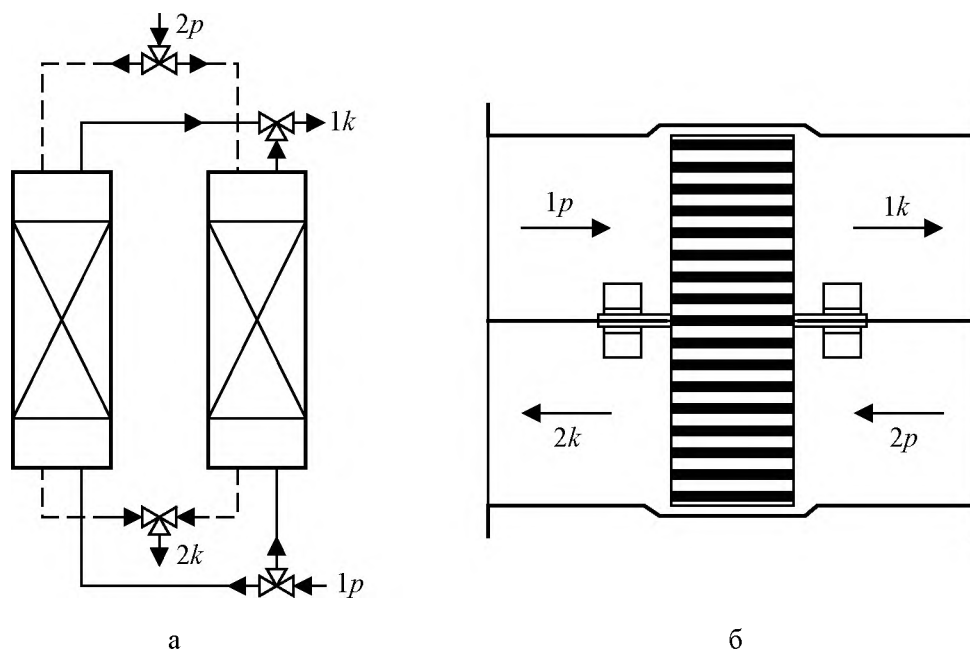
а параметри су дати у табели 6.6, при чему је карактеристична величина  $S$  (m<sup>2</sup>) површина за размену топлоте.

Табела 6.6 Цена растављивих плочастих размењивача [6.4]

Валута	$a$	$b$	$c$	Опсег $S$ , m <sup>2</sup>	Напомена
USD	0	370	0,639	4,5 ÷ 850	Плоче од SS 304, до 7 barg, до 95°C

## 6.7 РЕГЕНЕРАТИВНИ РАЗМЕЊИВАЧИ ТОПЛОТЕ

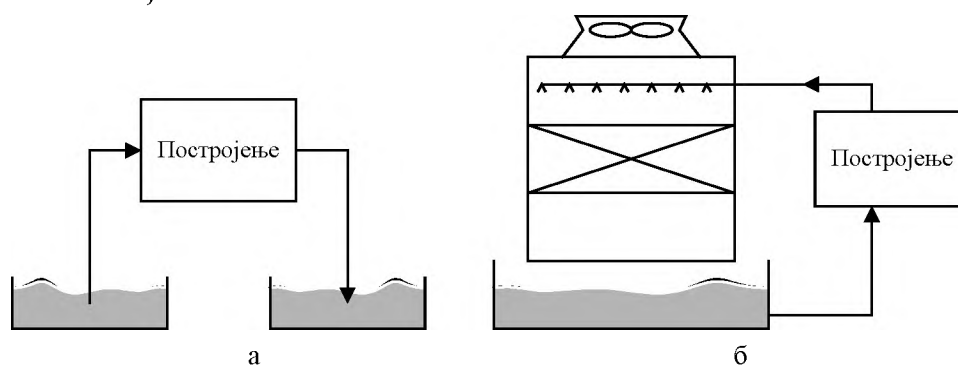
Код регенеративних размењивача топлоте, контакт површине за размену топлоте (најчешће различите врсте испуне) са радним медијумима временски је померен. У одређеном временском периоду, површина за размену топлоте се загрева, јер је у додиру са топлијим флуидом који се хлади од стања  $1p$  до  $1k$ . Затим, у наредном временском периоду, површина за размену топлоте је у додиру са хладнијим флуидом који се загрева од стања  $2k$  до  $2p$ , при чему се површина размењивача хлади. На слици 6.10.а, приказана је батерија два регенеративна размењивача топлоте повезана паралелно. Испуна је непокретна, па се њено загревање и хлађење, односно размена топлоте између радних флуида одвија циклично, усмеравањем флуидних струја помоћу трокраких вентила. Ротациони размењивач топлоте, приказан на слици 6.10.б је размењивач код кога се размена топлоте између топлијег флуида (нпр. продукти сагоревања) и хладнијег флуида (нпр. ваздух за сагоревање) врши преко испуне која ротира у каналу. Са гледишта размене топлоте у испуни, односно њеног температурског поља, регенеративни размењивачи топлоте раде у нестационарном радном режиму.



Слика 6.10 Шематски приказ регенеративних размењивача топлоте

## 6.8 КУЛЕ ЗА ХЛАЂЕЊЕ ВОДЕ

За потребе хлађења процесних и енергетских постројења у основи се користе два принципа хлађења помоћу воде: проточни (отворени) и рецикулациони (затворени) систем. Код проточног система хлађења (слика 6.11.а) из природног ресурса узима се вода, уводи се у процесно или енергетско постројење где одузима топлоту и загрејана се испушта такође у природно окружење. У систему рецикулационог хлађења, вода струји у затвореном кругу, при чему се хлади у кули за хлађење воде у непосредном контакту са ваздухом (слика 6.11.б). С обзиром на велике еколошке проблеме који се јављају у случају проточних система хлађења (потребне су велике количине воде које се испуштају загрејане у околину), у данашње време препоручују се рецикулациони системи. Овакви системи хлађења у много мањој мери троше природне ресурсе воде, а утицај на околину се своди на влажење ваздуха, што при повољном смештају кула (обавезно треба проучити ружу ветрова за дату локацију) практично и не врши битан утицај на окружење. Нпр. за термоелектрану снаге 2000 MW, проток расхладне воде износи преко  $60 \text{ m}^3/\text{s}$ , а потрошња свеже воде износи свега  $1,5 \div 2 \text{ m}^3/\text{s}$ , односно  $3 \div 4 \text{ l/kWh}$ . То значи да се потрошња свеже воде у случају рецикулационог хлађења смањује на свега неколико процената од количине која би се трошила код проточних система хлађења.



Слика 6.11 Проточни и рецикулаци систем хлађења

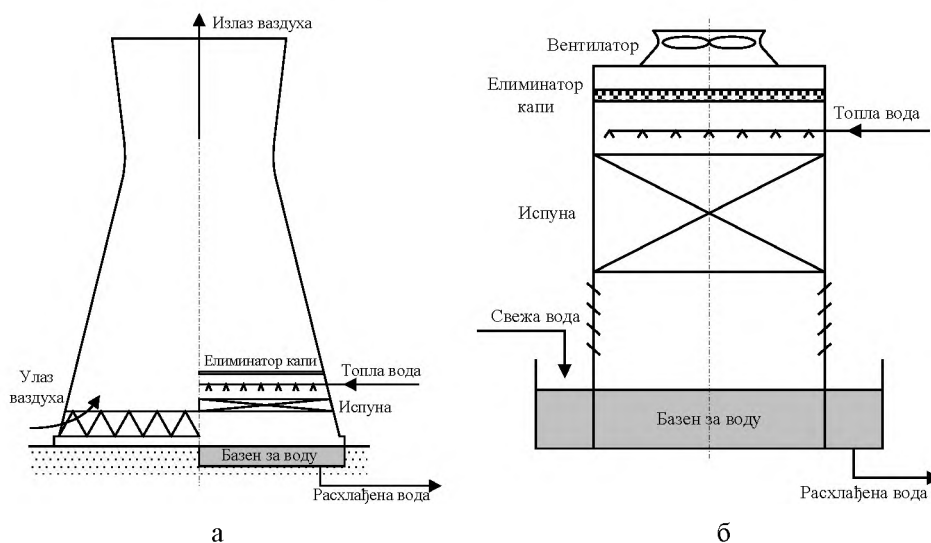
Куле за хлађење воде (рахладне куле или торњеви) су део рецикулационог система за хлађење у процесним и енергетским постројењима. У кулама за хлађење воде, при директном контакту воде и ваздуха вода долази до размене топлоте и супстанције, што за последицу има снижење температуре воде на излазу из куле [6.5].

Куле за хлађење воде са природним струјањем ваздуха обично се користе у случајевима када је потребно хладити веома велике количине воде (шематски приказ је дат на слици 6.12.а). Околни ваздух се уводи у доњем делу куле, а топла вода се преко дистрибутера уводи непосредно изнад испуне. Контакт ваздуха и воде се одвија у простору испуне, при чему се вода или слива низ испуну у виду филма или се у виду капљица распршује. Елиминатор капи издваја течност коју струја ваздуха

понесе са собом. Охлађена вода се прикупља у базену испод куле. Кула има хиперболички облик са пречником у основи и до 75 m и висином до 100 m. Овако велике куле се граде од армираног бетона дебљине 120 ÷ 300 mm. Хиперболички облик куле је настао на основу природног профила брзина струјања влажног ваздуха, а на тај начин се знатно штеди материјал за израду куле. Ваздух се уводи радијално по обиму, при чему висина отвора за увођење (растојање од тла до испуне) износи и до 7,5 m. Висина испуне може износити до 9 m. Сматра се да минимална економски исплатива висина кула за природним струјањем ваздуха износи око 20 m. Уобичајени радни параметри кула су дати у табели 6.7.

Табела 6.7 Дијапазон радних режима

Струјање ваздуха	Природно	Принудно
Температура воде на улазу, °C	40 ÷ 50	
Температура воде на излазу, °C	25 ÷ 35	
Брзина ваздуха унутар куле, m/s	1 ÷ 2	1,2 ÷ 2,4
Густина орошавања, kg/(m <sup>2</sup> ·s)	0,8 ÷ 2,5	0,7 ÷ 3,5
Однос масених протока воде и ваздуха	0,5 ÷ 3	
Пад притиска са стране ваздуха, Pa	< 250	



Слика 6.12 Куле са природним (а) и принудним (б) струјањем ваздуха

За мале и средње расхладне снаге користе се куле са принудним струјањем ваздуха. Куле овог типа могу имати основу димензија до 16 x 16 m, висина им је до 10 m, са вентилатором пречника до 8 m. Уколико постоји потреба за већим расхладним капацитетом ове куле се спрежу у паралелну везу. Принудно струјање ваздуха

остварује се помоћу вентилатора који се може поставити на улазне отворе у кулу (потисни вентилатор) или изнад излазног отвора (усисни вентилатор, слика 6.12.б).

На ефикасност хлађења воде у кулама утичу: стање околног ваздуха (температура и влажност ваздуха), температура воде на улазу у кулу и барометарски притисак.

Стање околног (улазног) ваздуха се одређује на основу метеоролошких услова који владају на микролокацији објекта за време експлоатације куле. Најчешће се пројектни услови, на основу којих се кула димензионише, одређују преко средње температуре ваздуха по сувом и влажном термометру, које се мере у 13 сати у току најтоплијег месеца у радном периоду постројења.

Теоријски, вода се може охладити до температуре околног ваздуха по влажном термометру, а практично до температуре која је за  $2,5 \div 5^\circ\text{C}$  виша.

Цена куле за хлађење воде у USD се процењује на основу једначине

$$C = (295 \cdot 10^3 + 110 \cdot \dot{m}_v^{1,1}) \cdot \Delta t_v^{-1,24} \cdot \Delta t_a^{0,42} \quad (6.11)$$

која је добијена на основу дијаграма из [6.6], а у којој су:

- $\dot{m}_v$ , t/h, проток воде;
- $\Delta t_v$ ,  $^\circ\text{C}$ , разлика температура воде на улазу и на излазу из куле;
- $\Delta t_a$ ,  $^\circ\text{C}$ , разлика температуре воде на излазу из куле и температуре ваздуха по влажном термометру.

Опсег важења једначине је:  $\dot{m} = 450 \div 13700$  t/h,  $\Delta t_v = 5,6 \div 13,9^\circ\text{C}$ ,  $\Delta t_a = 3,3 \div 5,6^\circ\text{C}$ , температура по влажном термометру  $23,9^\circ\text{C}$ .

## 6.9 ПРОРАЧУН ТОПЛОТНОГ КАПАЦИТЕТА СТАЦИОНАРНИХ РЕКУПЕРАТИВНИХ РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ

За стационарне рекуперативне размењиваче топлоте (слика 6.13) када су испуњени следећи услови:

- протоци топлијег и хладнијег флуида су константни  $\dot{m}_1 = const$  и  $\dot{m}_2 = const$ ;
- специфичне енталпије топлијег и хладнијег флуида на улазу у апарат су константне  $h_{1p} = const$ ,  $h_{2p} = const$ ;
- промена притиска и губици топлоте у околину су занемарљиви;

може се уместо једначине енергетског биланса размењивача топлоте (поглавље 4 овог приручника) користити једначина топлотног биланса која гласи

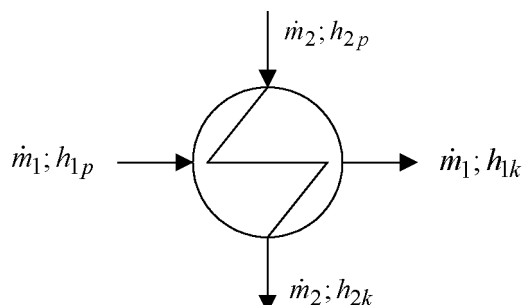
$$\dot{m}_1 \cdot h_{1p} + \dot{m}_2 \cdot h_{2p} = \dot{m}_1 \cdot h_{1k} + \dot{m}_2 \cdot h_{2k} \quad (6.12)$$

па се топлотна снага размењивача топлоте ( $\dot{Q}$ , W) изражава помоћу једначине

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot (h_{1p} - h_{1k}) = \dot{m}_2 \cdot (h_{2k} - h_{2p}) \quad (6.13)$$

где су:

- $\dot{m}_1$ , kg/s, масени проток топлијег флуида;
- $\dot{m}_2$ , kg/s, масени проток хладнијег флуида;



Слика 6.13 Шематски приказ стационарног рекуперативног размењивача топлоте

- $h_{1p}$ , J/kg, специфична енталпија топлијег флуида на улазу (почетно стање);
- $h_{1k}$ , J/kg, специфична енталпија топлијег флуида на излазу (крајње стање);
- $h_{2p}$ , J/kg, специфична енталпија хладнијег флуида на улазу;
- $h_{2k}$ , J/kg, специфична енталпија хладнијег флуида на излазу.

При размени топлоте, флуиди струје кроз апарат без промене фазе или мењају агрегатно стање, од чега и зависи конкретни облик једначина топлотног биланса.

Ако флуиди не мењају агрегатно стање, једначина топлотног биланса се упорешћава на облик

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{1p} - t_{1k}) = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{2k} - t_{2p}) \quad (6.14)$$

где су  $c_{p1}$  и  $c_{p2}$ , изражени у J/(kg·K), специфичног топлотног капацитета флуида при сталном притиску.

Топлотна снага размењивача топлоте може се изразити у облику

$$\dot{Q} = k \cdot S_{rt} \cdot \Delta t_{sr} \quad (6.15)$$

где су:

- $k$ , W/(m<sup>2</sup>·K), коефицијент пролаза топлоте;
- $S_{rt}$ , m<sup>2</sup>, површина за размену топлоте;
- $\Delta t_{sr}$ , °C, средња температурска разлика.

Средња температурска разлика израчунава се на основу температура оба радна флуида на улазу и излазу из апарата према једначини:

$$\Delta t_{sr} = \varepsilon \cdot \frac{(t_{1p} - t_{1k}) - (t_{2k} - t_{2p})}{\ln \frac{t_{1p} - t_{1k}}{t_{2k} - t_{2p}}} \quad (6.16)$$

при чему је корекциони фактор за размењивач са супротносмерним током  $\varepsilon = 1$ . Такође,  $\varepsilon = 1$  и за размењиваче са комбинованим током у случају промене фазе (кондензације или кључања) једног од радних флуида. У свим осталим случајевима  $\varepsilon < 1$  и у специјализованој литератури могу се наћи вредности за  $\varepsilon$  у зависности од шеме струјања флуида кроз размењивач.

**Пример 6.1**

За потребе сагоревања у котлу мазут протока  $\dot{m}_2 = 51 \text{ t/h}$  треба да се загреје од  $t_{2p} = 60^\circ\text{C}$  до  $t_{2k} = 180^\circ\text{C}$  помоћу прегрејане водене паре апсолутног притиска  $p_1 = 17,2 \text{ bar}$  и почетне температуре  $t_{1p} = 290^\circ\text{C}$ , која се кондензује, а кондензат на излазу из апарата је течност на температури кључања. Одредити топлотну снагу размењивача и потрошњу водене паре.

**Решење**

Својства флуида према [6.2] су:

- средњи специфични топлотни капацитет мазута  $c_{p2} = 2045 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ ;
- енталпија водене паре на улазу  $h_{1p} = 3009 \text{ kJ/kg}$ ;
- енталпија кондензата на излазу  $h_{1k} = 874 \text{ kJ/kg}$ .

Топлотна снага размењивача износи

$$\dot{Q} = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{2k} - t_{2p}) = \frac{51000}{3600} \cdot 2050 \cdot (180 - 60) = 3485000 \text{ W} = 3485 \text{ kW}$$

Проток водене паре је

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}}{h_{1p} - h_{1k}} = \frac{3485}{3009 - 874} = 1,63 \text{ kg/s} = 5,88 \text{ t/h}$$

**6.10 КОЕФИЦИЈЕНТ ПРОЛАЗА ТОПЛОТЕ**

Коефицијент пролаза топлоте када су флуиди раздвојени равним зидом (нпр. плочасти размењивачи) у складу са сликом 6.14.а износи

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + R_1 + \frac{\delta_z}{\lambda_z} + R_2 + \frac{1}{\alpha_2} \quad (6.17)$$

где су:

- $\alpha_1, \alpha_2, \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ , коефицијенти прелаза топлоте са стране топлијег и хладнијег флуида;
- $R_1, R_2, \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$ , фактори запрљања (отпори провођењу топлоте услед запрљања) топлијег и хладнијег флуида;
- $\lambda_z, \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ , топлотна проводност зида;
- $\delta_z, \text{ m}$ , дебљина зида.

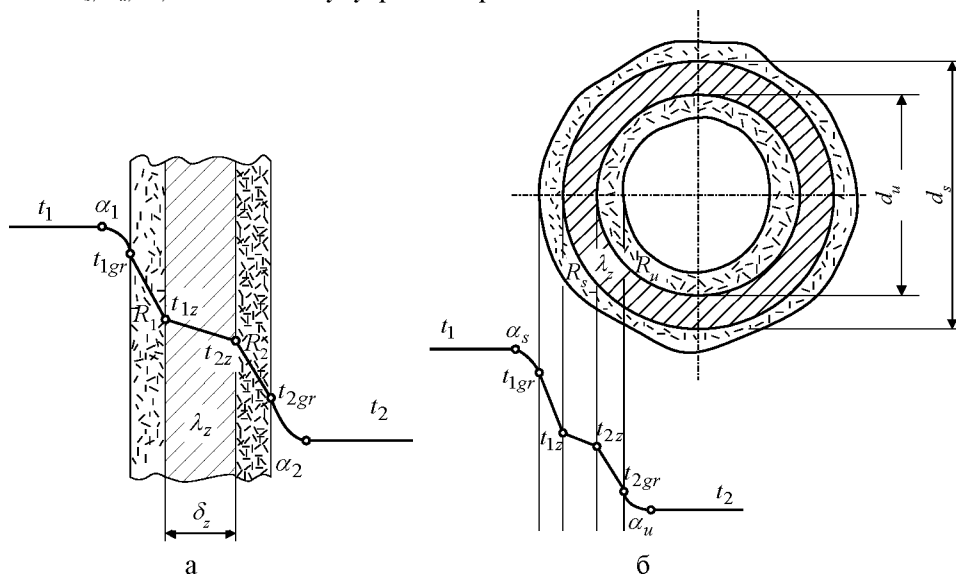
Код цевних размењивача топлоте, флуиди су раздвојени цевним зидом (слика 6.14.б), па је коефицијент пролаза топлоте сведен на спољашњу површину цеви

$$\frac{1}{k_s} = \left( \frac{1}{\alpha_u} + R_u \right) \cdot \frac{d_s}{d_u} + \frac{d_s}{2 \cdot \lambda_z} \cdot \ln \frac{d_s}{d_u} + \frac{1}{\alpha_s} + R_s \quad (6.18)$$

где су:

- $\alpha_u, \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ , коефицијент прелаза топлоте између флуида и унутрашње стране цеви;

- $\alpha_s$ ,  $W/(m^2 \cdot K)$ , коефицијент прелаза топлоте између флуида и спољашње стране цеви;
- $R_u$ ,  $R_s$ ,  $m^2 \cdot K/W$ , фактори запрљања са унутрашње и спољашње стране цеви;
- $d_s$ ,  $d_u$ ,  $m$ , спољашњи и унутрашњи пречник цеви.



Слика 6.14 Температурски профил за равне (а) и цилиндричне (б) површине

У случају цеви оребрених са спољашње стране, коефицијент пролаза топлоте се своди на унутрашњу површину цеви и израчунава на основу израза

$$\frac{1}{k_u} = \left( \frac{1}{\alpha_u} + R_u \right) + \frac{S_u}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_z} \cdot \ln \frac{d_s}{d_u} + \left( \frac{1}{\alpha_s} + R_s \right) \cdot \frac{S_u}{S_s \cdot \eta} \quad (6.19)$$

где су:

- $S_u$ ,  $m^2$ , површина са унутрашње стране цеви;
- $S_s$ ,  $m^2$ , површина са спољашње стране цеви (укључује површину ребара и међуребарну површину);
- $\eta$ , ефикасност оребрене површине.

Уобичајене вредности коефицијената пролаза топлоте за добошасте размењиваче топлоте и различите радне флуиде налазе се у табели 6.8, а за плочасте размењиваче вредности су 2 ÷ 3 пута веће.



**Табела 6.8** Оријентационе вредности коефицијената пролаза топлоте за добошасте размењиваче топлоте [6.1]

Тип	Топлији флуид	Хладнији флуид	$k$ , W/(m <sup>2</sup> ·K)
Без промене фазе	Гасови, 1 bar	Вода	15 ÷ 70
	Гасови, 250 bar	Вода	200 ÷ 400
	Лака уља	Лака уља	100 ÷ 400
		Вода	350 ÷ 900
	Тешка уља	Тешка уља	50 ÷ 300
		Вода	60 ÷ 300
	Вода	Вода и водени раствори соли	500 ÷ 1500
	Нафта	Вода	250 ÷ 400
Биљна уља	Вода	100 ÷ 300	
Кондензатори	Водена пара	Вода	1000 ÷ 4000
		Лака уља	300 ÷ 900
		Тешка уља	60 ÷ 450
		Гасови	30 ÷ 300
	Органске паре	Вода	700 ÷ 1000
Испаривачи	Водена пара	Водени раствори	600 ÷ 3000
	Водена пара	Вискозне течности	300 ÷ 900
	Амонијачна пара	Водени раствори соли	200 ÷ 800

### 6.11 ПРЉАЊЕ ГРЕЈНИХ ПОВРШИНА РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ

У току рада размењивача топлоте долази до смањења његовог капацитета услед запрљања површине за размену топлоте, тј. услед хватања честица чврсте фазе која се налази или која се ствара у флуиду у току његовог струјања кроз размењивач. Слој талога који се образује на површини размењивача има малу топлотну проводност и може битно да утиче на смањење коефицијента пролаза топлоте. При прорачуну коефицијента пролаза топлоте, ова појава се узима у обзир преко отпора провођењу топлоте услед запрљања ( $R$ ), који се у техничкој пракси назива фактор запрљања.

Данас не постоје поуздане методе за прецизно предвиђање фактора запрљања што се може објаснити чињеницом да је регистровано више типова запрљања, као и механизма формирања талога. Запрљање површине размењивача може бити последица кристализације, појаве чврсте фазе услед хемијске реакције која се јавља у флуиду, механичког таложења постојећих честица чврсте фазе у флуиду, биолошког запрљања услед присуства микроорганизама у флуиду, корозије металне површине или комбинованог дејства свих набројаних фактора. На интензитет запрљања битно утичу следећи фактори [6.1]:

- својства флуида и талога у њему;

- температуре флуида и површина размењивача;
- квалитет и материјал површине за размену топлоте;
- брзина струјања флуида;
- време рада размењивача између два чишћења.

Интензитет задрљања је мањи на површинама мање хртавости (квалитетнија обрада саме површине), јер је у том случају отежано хватање талоба за површину као и на површинама које су израђују од квалитетнијих материјала (бакар, нерђајући челик итд) које нису подложне интензивној корозији. Брзина струјања флуида преко површине такође утиче на интензитет задрљања. У општем случају, што је већа брзина мање је интензивно таложење чврстих честица за саму површину. Тако се нпр. за случај струјања воде у добошастим размењивачима топлоте препоручују брзине воде кроз размењивач веће од 1 m/s управо из поменутих разлога. Чешће чишћење размењивача топлоте може битно да утиче на сузбијање утицаја задрљања на топлотни капацитет апарата. Са друге стране често чишћење апарата повећава трошкове одржавања и губитке у производњи услед застоја. Све то указује на сложеност овог проблема, као и на чињеницу да га треба решавати од случаја до случаја. Оријентационе вредности фактора задрљања за добошасте размењиваче су дате у табели 6.9, а за плочасте размењиваче топлоте вредности су 4 ÷ 10 пута мање [6.1].

**Табела 6.9** Оријентациони фактори задрљања за добошасте размењиваче топлоте

Флуид	$R, m^2 \cdot K/kW$
Речна вода, омекшана градска вода, вода из куле за хлађење	0,1 ÷ 0,35
Морска вода, неомекшана градска вода	0,3 ÷ 1
Водена пара	0,1 ÷ 0,25
Кондензат водене паре	0,2 ÷ 0,65
Водени раствори соли	0,2 ÷ 0,35
Ваздух и индустријски гасови	0,1 ÷ 0,2
Продукти сагоревања	0,2 ÷ 0,5
Лаки и тешки угљоводоници	0,2 ÷ 0,5
Расхладни флуиди (амонијак, фреони)	0,2

### Пример 6.2

Плочасте размењивач топлоте састоји се од низа равних плоча дебљине  $\delta_z = 0,7$  mm од легираног челика чија је топлотна проводност  $\lambda_z = 15,5$  W/(m·K). У одређеном радном режиму, на основу резултата мерења утврђене су следеће вредности [6.7]:

- коефицијент прелаза топлоте са стране топлијег флуида  $\alpha_1 = 9960$  W/(m<sup>2</sup>·K);
- коефицијент прелаза топлоте са стране хладнијег флуида  $\alpha_2 = 13800$  W/(m<sup>2</sup>·K);

- отпори провођењу топлоте услед запрљања са стране топлијег флуида  $R_1 = 0,01 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ ;
  - отпори провођењу топлоте услед запрљања са стране хладнијег флуида  $R_2 = 0,02 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ .
- а) Израчунати коефицијент пролаза топлоте за радно стање апарата.  
 б) Израчунати коефицијент пролаза топлоте за случај када је површина за размену топлоте незапрљана.

**Решење**

- а) Коефицијент пролаза топлоте за равне површине је (4.17)

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + R_1 + R_z + R_2 + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{9960} + 0,01 \cdot 10^{-3} + 45,2 \cdot 10^{-6} + 0,02 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{13840}$$

$$k = 4035 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

при чему отпори провођењу топлоте кроз зид износе

$$R_z = \frac{\delta_z}{\lambda_z} = \frac{0,0007}{15,5} = 45,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

У табели 6.10 приказани су појединачни отпори транспорту топлоте и њихов удео у укупним отпорима пролазу топлоте. Може се уочити да је највећи појединачни отпор транспорту топлоте услед конвективног прелаза топлоте са стране топлијег флуида и да износи 40,5% укупних отпора транспорту топлоте.

- б) У случају када се сматра да је  $R_1 = R_2 = 0$ , коефицијент пролаза топлоте је

$$k_{\tau=0} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_z + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{9960} + 45,2 \cdot 10^{-6} + \frac{1}{13840}} = 4591 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

и за 13,8% је већи од вредности израчунате за запрљан размењивач.

**6.12 ТОПЛОТНА ИЗОЛАЦИЈА**

Топлотна изолација је материјал који се користи за смањење интензитета преноса топлоте између техничких система или уређаја и околине. Основни задаци топлотног изоловања су следећи.

Топлотна изолација треба да обезбеди смањење размене осетне топлоте између техничких уређаја и околине – топлотних губитака код уређаја који су на вишој температури од амбијента (нпр. топоводи) у коме се налазе или топлотних добитака када су у питању уређаји који су на температури нижој од температуре околине. Такође, топлотна изолација треба да спречи размену латентне топлоте код техничких уређаја који раде на температурама нижим од температуре амбијента – у расхладној техници спречавање рошења или леђења цевовода, компресора итд.

Због заштите од повреда на раду топлотна изолација треба да обезбеди прихватљиве температуре површине техничких уређаја да не би дошло до опекотина уколико запослени наслони део тела на паровод итд. Спољашња температура површине

уређаја и цевовода није нормирана и, зависно од техничке праксе у појединим областима индустрије, износи максимално  $50 \div 60^\circ\text{C}$ , а минимално  $5 \div 10^\circ\text{C}$ .

### 6.12.1 Избор изолације

Приликом избора изолационог материјала и његове дебљине потребно је узети у обзир неколико фактора:

- цену изолационог материјала;
- цену постављања (монтаже) изолационог материјала;
- отпорност на физичка оштећења;
- могућност појаве кондензације;
- максималну или минималну температуру примене;
- отпорност на пожар;
- једноставност одржавања укључујући и могућност замене.

За изолацију уређаја и цевовода на повишеним температурама, у већини случајева, користи се минерална вуна са заштитним алуминијумским лимом, а за хладне површине полиуретанска пена.

Табела 6.10

Отпор		Величина отпора, $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$	Удео у укупном отпору, %
Отпор прелазу топлоте са стране топлијег флуида	$\frac{1}{\alpha_1}$	$\frac{1}{9960} = 100,4 \cdot 10^{-6}$	40,5
Отпор пролазу топлоте услед запрљања са стране топлијег флуида	$R_1$	$10 \cdot 10^{-6} = \frac{1}{100000}$	4,0
Укупни отпори са стране топлијег флуида	$\frac{1}{\alpha_1} + R_1$	$\frac{1}{9058} = 110,4 \cdot 10^{-6}$	44,5
Отпор пролазу топлоте кроз зид	$R_z$	$45,2 \cdot 10^{-6} = \frac{1}{22100}$	18,2
Отпор пролазу топлоте услед запрљања са стране хладнијег флуида	$R_2$	$20 \cdot 10^{-6} = \frac{1}{50000}$	8,1
Отпор прелазу топлоте са стране топлијег флуида	$\frac{1}{\alpha_2}$	$\frac{1}{13840} = 72,3 \cdot 10^{-6}$	29,2
Укупни отпори са стране хладнијег флуида	$R_2 + \frac{1}{\alpha_2}$	$\frac{1}{10840} = 92,3 \cdot 10^{-6}$	37,3
Укупни отпор пролазу топлоте	$\frac{1}{k}$	$248 \cdot 10^{-6} = \frac{1}{4035}$	100

Неизоловане уређаје и цевоводе не треба постављати на места где могу довести до неконтролисаног загревања или хлађења просторија јер температура у просторијама треба да се контролисано одржава одговарајућим уређајима (грејним телима итд). Загрејане неизоловане површине уређаја и цевовода могу довести до прегревања просторија у летњим месецима, што поред топлотних губитака утиче и на погоршање услова рада.

Уз изоловање цевовода такође је потребно изоловати и цевоводну арматуру. На располагању су различита конструкциона решења за растављиву изолацију арматуре. Приликом израчунавања губитака топлоте са спољне површине цевовода у околину, у прорачун је потребно узети и губитке са вентила и прирубница. Размена топлоте неизоловане прирубнице је приближно једнака (еквивалентна) неизолованој цеви истог називног пречника дужине 0,5 m, док је неизоловани вентил приближно еквивалентан дужини цеви од 10 m. Додатни трошкови за постављање растављивих изолација за вентиле и прирубнице су исплативи, јер се могу поново поставити након евентуалних интервенција на самој арматури.

Изоловање цевовода и опреме која се налази на отвореном простору је од посебне важности, јер ветар има значајан утицај на размену топлоте (топлотне губитке). Сумирајући податке из већег броја литературних извора, једначина за израчунавање коефицијента прелаза топлоте може се једноставно изразити у облику

$$\alpha_s = 11,6 + 7 \cdot w_v^{0,5} \quad (6.20)$$

где је  $w_v$  (m/s) брзина струјања ваздуха (ветар, промаја у просторији).

Изолација мора бити водонепропусна, поготово у случају расхладних система када и најмања количина воде може да се заледи унутар изолације, чиме се сам изолациони материјал деградира. У случају топлих цевовода овлажена изолација чак до 10 пута интензификује топлотне губитке у односу на суву изолацију.

Изоловање ослонаца оправдано је код цевовода већег пречника када се могу прекрити специјално обликованом изолацијом.

Што се тиче топлотних губитака, раздвајање делова инсталације у зоне може бити веома ефикасно. Како је губитак топлоте цевовода пропорционалан његовој дужини, свако његово скраћење доводи до уштеде у енергији. Исти резултат може се добити привременим затварањем делова цевовода који се не користе у технолошком процесу, односно када потрошачи немају потребе за топлотом.

### 6.12.2 Економска дебљина изолације

Економска дебљина изолације је она која обезбеђује минимум укупне цене која се састоји од цене енергије која се размењује између техничког уређаја и окружења и цене израде топлотне изолације [6.4]. Прорачун економске дебљине изолације укључује више фактора:

- цене енергената на локалном тржишту, као и очекивана кретања цена у периоду животног циклуса постројења;

- цену инвестиционих трошкова за набавку опреме за производњу топлотне или расхладне енергије, прецизније, за онај део повећања капацитета који треба да покрије енергетске губитак или добитак кроз изоловани (или неизоловани) технички систем (уређај);
- цену изолационог материјала укључујући и цену облоге (алуминијумски лим, пластичне масе, итд), као и цену монтаже;
- прорачун периода поврата инвестиције.

У нешто упрошћенијем облику, оптимална дебљина изолације прорачунава се на основу минималних укупних трошкова који се састоје из збира трошкова губитака топлоте и трошкова израде изолације.

Укупни годишњи трошкови, у EUR/god, су

$$C_{uk} = C_{op} + C_{inv} \quad (6.21)$$

Годишњи оперативни трошкови су трошкови губитака или добитка топлотне енергије и износе

$$C_{op} = \dot{Q}_{gub} \cdot C_{en} \cdot \tau_{god} \quad (6.22)$$

где су:

- $\dot{Q}$ , W, губици топлоте у околину или добици топлоте из окружења;
- $c_{en}$ , EUR/J, јединична цена производње топлотне или расхладне енергије (често се изражава и у EUR/kWh);
- $\tau_{god}$ , h/god, годишњи број радних сати.

Размењена топлота са околином (топлотни губици или добици) износи

$$\dot{Q} = k_{obl} \cdot S_{obl} \cdot |t_f - t_o| \quad (6.23)$$

где су:

- $k_{obl}$ , W/(m<sup>2</sup>·K), коефицијент пролаза топлоте сведен на спољашњу површину изолационе облоге;
- $S_{obl}$ , m<sup>2</sup>, спољашња површина изолационе облоге;
- $t_f$ , °C, температура површине техничког уређаја;
- $t_o$ , °C, температура околног ваздуха;

Коефицијент пролаза топлоте, у поједностављеном облику, може се изразити на следећи начин

$$\frac{1}{k_{obl}} = \frac{1}{\alpha_s} + \frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}} \quad (6.24)$$

где су:

- $\delta_{iz}$ , m, дебљина изолационог материјала;
- $\lambda_{iz}$ , W/(m·K), топлотна проводност изолационог материјала;
- $\alpha_s$ , W/(m<sup>2</sup>·K), коефицијент прелаза топлоте са спољашње стране изолационе облоге.

Годишњи инвестициони трошкови изолационог материјала и облоге су

$$C_{inv} = a \cdot (V_{iz} \cdot c_{iz} + S_{obl} \cdot c_{obl} + C_{mont}) \quad (6.25)$$

где су:

- $a$ ,  $\text{god}^{-1}$ , амортизациона стопа;
- $V_{iz}$ ,  $\text{m}^3$ , запремина изолационог материјала;
- $c_{iz}$ ,  $\text{EUR}/\text{m}^3$ , јединична цена изолационог материјала;
- $c_{obl}$ ,  $\text{EUR}/\text{m}^2$ , јединична цена материјала облоге;
- $C_{mont}$ ,  $\text{EUR}$ , цена постављања топлотне изолације.

### Пример 6.3

Приликом обиласка постројења, инжењер је уочио да је површина цилиндричне пећи (curing oven) веома топла. Измерио је температуру зида од  $t_z = 82^\circ\text{C}$ , док је температура околног ваздуха била  $t_o = 24^\circ\text{C}$ . Сугерисао је директору предузећа да се постави изолација, али је директор сматрао да то нема економског оправдања. Инжењер је понудио да постави изолацију о свом трошку и да му се као надокнада исплати једногодишња уштеда у гориву. Да ли је ово добар посао за инжењера?

### Решење

Пећ је у облику цилиндра дужине  $L = 3650 \text{ mm}$  и пречника  $D = 2450 \text{ mm}$ , па површина пећи износи

$$S_p = \pi \cdot D \cdot L + 2 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \pi \cdot 2,45 \cdot 3,65 + 2 \cdot \frac{\pi \cdot 2,45^2}{4} = 37,5 \text{ m}^2$$

Изолациони материјал је фиберглас (стаклена вуна) која има топлотну проводност  $\lambda_{iz} = 0,042 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ , цена материјала је  $C_{mat} = 300 \text{ EUR}/\text{m}^3$ , а цена монтаже је  $C_{mon} = 22 \text{ EUR}/\text{m}^2$ .

Коефицијент прелаза топлоте са спољашње стране пећи је  $\alpha = 20 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$

Пећ користи природни гас чија је цена  $C_{gas} = 7,1 \text{ EUR}/\text{GJ}$ , а ефикасност пећи је 80%

Пећ годишње ради  $\tau_{god} = 5840 \text{ h}/\text{god}$

### Случај А – Без изолације

Губитак топлоте ако на пећи нема изолације

$$\dot{Q}_{gub} = \alpha \cdot S_p \cdot (t_z - t_o) = 20 \cdot 37,5 \cdot (82 - 24) = 43500 \text{ W}$$

Годишњи топлотни губитак је

$$Q_{gub} = \dot{Q}_{gub} \cdot \tau_{god} = 43500 \cdot 5840 \cdot 3600 = 915 \cdot 10^9 \text{ J}/\text{god} = 915 \text{ GJ}/\text{god}$$

па трошак због губитака износи

$$C_{gub} = \frac{Q_{gub}}{\eta} \cdot C_{gas} = \frac{915}{0,8} \cdot 7,1 = 8120 \text{ USD}/\text{god}$$

### Случај Б – Са изолацијом

Када се постави изолација топлотни губици су

$$\dot{Q}_{gub} = k \cdot S_{iz} \cdot (t_z - t_o) = \frac{(t_z - t_o)}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}}} \cdot S_{iz}$$

где је  $S_{iz}$  ( $\text{m}^2$ ) спољашња површина изолације

$$S_{iz} = \pi \cdot (D + 2 \cdot \delta_{iz}) \cdot (L + 2 \cdot \delta_{iz}) + 2 \cdot \frac{\pi \cdot (D + 2 \cdot \delta_{iz})^2}{4}$$

Цена изолације је

$$C_{iz} = S_p \cdot \delta_{iz} \cdot C_{mat} + S_p \cdot C_{mon}$$

па се новчана уштеда (односно зарада инжењера) након постављања изолације може изразити у облику

$$C_c = C_{gub}(\delta_{iz} = 0) - C_{gub}(\delta_{iz} \neq 0) - C_{iz}$$

Температура на површини изолације се добија на основи израза

$$\frac{\dot{Q}_{gub}}{S_{iz}} = \alpha \cdot (t_{iz} - t_v)$$

У табели 6.11 приказани су резултати прорачуна на основу којих се закључује да је оптимална дебљина изолације  $\delta_{iz} = 37$  mm. Уз цену изоловања пећи од 1241 EUR, за једну годину остварила би се уштеда од 6421 EUR/god, односно време (просте) отплате инвестиције би било  $1241/6421 = 0,19$  god односно 2,3 месеца.

Табела 6.11

$\delta_{iz}$ mm	$V_{iz}$ m <sup>3</sup>	$\dot{Q}_{gub}$ W	$t_{iz}$ °C	$Q_{gub}$ GJ/god	$C_{gub}$ EUR/god	$C_{iz}$ EUR	$C_c$ EUR
2,58	37,7	19603	50,0	412	3658	854	3610
10	38,1	7663	34,1	161,1	1430	938	5754
20	38,6	4255	29,5	89,5	794	1050	6277
30	39,2	2971	27,8	62,5	554	1163	6405
<b>37</b>	<b>39,5</b>	<b>2463</b>	<b>27,1</b>	<b>51,8</b>	<b>460</b>	<b>1241</b>	<b>6421</b>
40	39,7	2297	26,9	48,3	429	1275	6418
50	40,3	1882	26,3	39,6	351	1388	6383
75	41,7	1316	25,6	27,7	246	1669	6207
100	43,1	1028	25,2	21,6	192	1950	5980
150	46,0	737	24,8	15,5	137	2513	5471
200	49,0	591	24,6	12,4	110	3075	4936

### Литература

- [6.1] Јаћимовић, Б., Генић, С., Топлотне операције и апарати, Део 1: Рекуперативни размењивачи топлоте, Машински факултет, Београд, 2016.
- [6.2] Генић С., Јаћимовић Б., Јарић М., Будимир Н., Својства процесних флуида, Савез машинских и електротехничких инжењера и техничара Србије, Београд, 2014.
- [6.3] Генић С., Оптимизација пречника цевовода, Предавање у Инжењерској комори Србије одржано 30.11.2010. у Београду



- [6.4] Генић С., Јаћимовић Б., Митић С., Колендић П., Економске анализе за потребе процесног инжењерства, Савез машинских и електротехничких инжењера и техничара Србије, Београд, 2014.
- [6.5] Јаћимовић Б., Генић С., Дифузионе операције и апарати Део 2: Дифузионе операције, Машински факултет, Београд, 2010.
- [6.6] Dysert L., Sharpen Your Capital-Cost-Estimation Skills, Chemical Engineering, vol. 100, no. 11, pp. 70-81, 2001.
- [6.7] Генић Б., Јаћимовић Б., Испитивање топлотних перформанси размењивачке станице ЈКП Београдске електране Борча Центар, Машински факултет Београд, 2010.

#### **Питања**

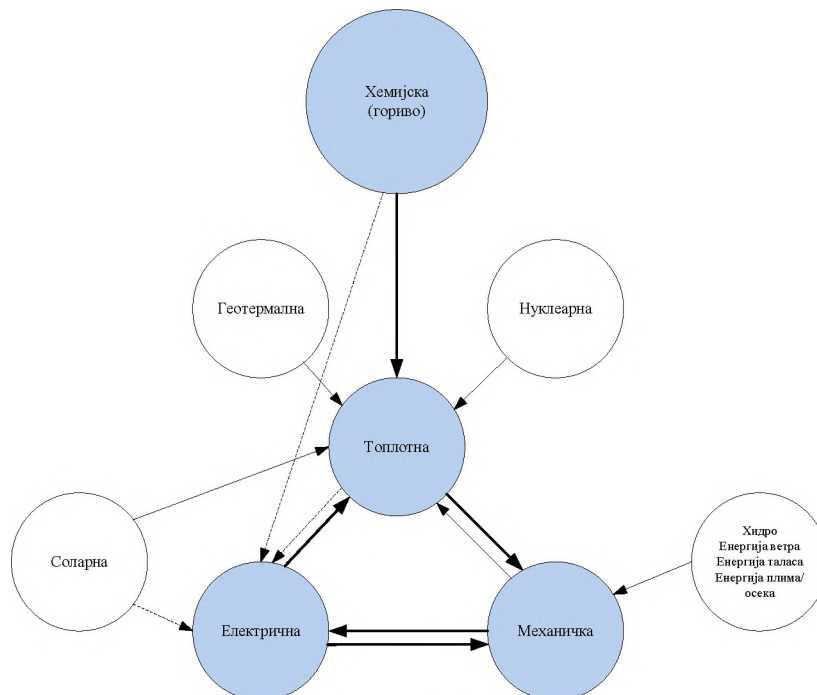
- 1 Који су основни механизми транспорта топлоте?
- 2 Подела размењивача топлоте
- 3 Који су најчешћи радни медијуми у размењивачима топлоте?
- 4 Које су основне карактеристике добошастих размењивача топлоте?
- 5 Које су основне карактеристике ребрених цевних размењивача топлоте?
- 6 Које су основне карактеристике плочастих размењивача топлоте?
- 7 Које су основне карактеристике регенеративних размењивача топлоте?
- 8 Које су основне карактеристике кула за хлађење воде?
- 9 Како се израчунава топлотна снага размењивача топлоте?
- 10 Који су основни елементи за израчунавање коефицијента пролаза топлоте?
- 11 Која је сврха примене топлотна изолације?
- 12 Како се одређује економски оптимална дебљина топлотне изолације?



## 7. ОСНОВИ САГОРЕВАЊА

Мирјана Стаменић

Процес сагоревања омогућује конверзију хемијске у топлотну енергију. На слици 7.1 приказан је дијаграм конверзије енергије из једног облика у други. Основна конверзија енергије одвија се из хемијске енергије садржане у горивима у топлотну, затим из топлотне у механичку, па из механичке у електричну. Директну конверзију могуће је остварити само из хемијске у топлотну енергију (одвија се у котловима и ложиштима) и из хемијске енергије у електричну енергију (гориве ћелије). Поред тога нуклеарна, соларна и геотермална енергија могу се трансформисати до топлотне, док се хидроенергија, енергија ветра, таласа и плиме и осеке директно трансформишу у механичку енергију. Такође, соларна енергија директно се може трансформисати у електричну енергију.



Слика 7.1 Дијаграм конверзије енергије [7.1]

## 7.1 ГОРИВА

Гориво је супстанција која у процесу бурног сједињавања са кисеоником (сагоревање) ослобађа значајну количину топлоте. У процесу сагоревања граде се продукти сагоревања ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$ ...). Сагоревање може бити потпуно и непотпуно, у зависности од количине кисеоника који реагује са горивом.

Подела горива врши се према различитим критеријумима. Према агреганом стању горива се могу поделити на: чврста, течна и гасовита. Према начину добијања деле се на: природна и прерађена горива. У природна горива спадају: дрво, тресет, угљеви (лигнит, мрки, камени, антрацит), гориви шкриљци, уљани песак, нафта и природни земни гас.. Угрупу прерађених горива сврставају се: дрвени угаљ, брикети, полукокс, кокс, бензин, петролеум, дизел-моторско гориво, мазут, алкохоли, тер, рафинеријски, дестилациони, високопећни, биогаз и др. [7.2].

Ефикасна употреба горива у процесу сагоревања је важна тема, а у оквиру овог поглавља ће бити обрађене теме од значаја за коришћење горива у сврху добијања топлотне енергије у индустријским процесима.

Особине горива и његов састав дефинишу квалитет, сврсисходност и могућност његове примене. Неке особине горива заједничке су за све врсте горива и то су опште особине, док су неке од њих специфичне за одређену врсту горива. Својства горива могу се разврстати као: физичка, хемијска, радна и експлоатациона. У опште особине горива сврставају се: густина, специфична топлота, коефицијент топлотне проводности, топлотна моћ горива и др. Топлотна моћ горива једно је од најважнијих својстава горива [7.2].

Најзначајније карактеристике горива су:

- хемијски састав;
- топлотна моћ;
- температура сагоревања;
- понашање горива током сагоревања.

У општем случају, горива се састоје из сагоривог дела и баласта (негоривог дела). У састав било ког горива, у општем случају, улазе три горива елемента: угљеник, водоник и сумор, као примесе могу се јавити кисеоник и азот, а баласт представљају минерална једињења и вода. Састав чврстих и течних горива изражава се у масеним уделитема, док се код гасовитих горива то чини помоћу запреминских удела појединих једињења.

Топлотна моћ горива представља количину топлоте која се ослободи потпуним сагоревањем јединице количине горива. У зависности од агрегатног стања продукта сагоревања насталих приликом одређивања топлотне моћи горива, разликују се: доња и горња топлотна моћ горива. Горња топлотна ( $H_g$ ) моћ горива је количина топлоте која се ослобађа потпуним сагоревањем јединице масе/запремине горива при чему су угљеник и сумпор из гориве материје у облику својих диоксида у гасовитом стању, а до оксидације азота није дошло. Продукти сагоревања налазе се на температури коју

је гориво имало на почетку сагоревања ( $20^{\circ}\text{C}$ ), а вода која у продуктима сагоревања потиче од влаге из горива и сагорелог водоника налази се у течном стању. Дефиниција доње топлотне моћи ( $H_d$ ) горива је идентична дефиницији горње топлотне моћи горива осим услова који се односи на стање воде у продуктима сагоревања. Код доње топлотне моћи вода у продуктима сагоревања остаје у парном стању. Уобичајена јединица за изражавање топлотне моћи горива је  $\text{kJ/kg}$  за чврста и течна горива, односно  $\text{kJ/m}^3$  за гасовита горива.

Топлотна моћ горива може се одредити експериментално и рачунски. Експериментално одређивање доње топлотне моћи подразумева припрему узорка горива који затим сагорева у контролисаним условима у калориметру (за чврста и течна горива користе се калориметри са бомбом, док се за одређивање топлотне моћи гасовитих горива користе проточни калориметри). Рачунско одређивање топлотне моћи најчешће се врши на основу познатог елементарног састава горива и топлотне моћи сваког елемента/једињења које улази у његов састав. Уобичајена једначина која се користи за израчунавање доње топлотне моћи чврстог и течног горива на основу познатог елементарног састава приказана је једначином 7.1, док је релација за израчунавање доње топлотне моћи гасовитог горива дата једначином 7.2.

$$H_d = 340 \cdot C + 1190 \cdot \left( H - \frac{O}{8} \right) + 93 \cdot S - 25 \cdot W, \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (7.1)$$

$$H_d = 358,80 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10} + 569,40 \cdot \text{C}_2\text{H}_2 + 594,40 \cdot \text{C}_2\text{H}_4 + 643,55 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + \\ + 876,05 \cdot \text{C}_3\text{H}_6 + 931,80 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 + 1176,15 \cdot \text{C}_4\text{H}_8 + 1235,65 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10} + \\ + 1566,30 \cdot \text{C}_5\text{H}_{12} + 126,35 \cdot \text{CO} + 107,85 \cdot \text{H}_2 + 233,65 \cdot \text{H}_2\text{S}, \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \quad (7.2)$$

Оријентационе вредности топлотне моћи појединих горива дате су у табели 7.1.

**Табела 7.1** Оријентационе вредности топлотне моћи неких горива [7.2], [7.3]

Гориво	Топлотна моћ [ $\text{MJ/kg}$ , $\text{MJ/m}^3$ (н.у)]	
	Горња $H_g$	Доња $H_d$
Лигнит (домаћи)	13,5-20,0	12,0-18,5
Мрки (домаћи)	18,0-22,0	16,0-20,0
Камени (домаћи)	20,0-31,0	19,0-30,0
Бензин (ср.вредност)	46,05	42,7
Дизел гориво (ср.вредност)	44,7	41,8
Уља за ложење	42,3-44,8	39,8-42,7
Природни гас (домаћи)	36-45,7	32,5-41,4

Температура сагоревања представља температуру гасовитих продуката сагоревања као резултат загревања топлотом која се ослободи током сагоревања горива.

Температура сагоревања директно је пропорционална топлотној моћи горива. Разликују се калориметарска, теоријска и стварна температура сагоревања.

Под калориметарском температуром сагоревања подразумева се температура коју имају продукти сагоревања при потпуном сагоревању, при чему не долази до предаје количине топлоте околини, а занемарује се и топлота која се утроши за дисоцијацију продуката сагоревања.

Теоријска температура сагоревања узима у обзир топлоту која се утроши на дисоцијацију продуката сагоревања, док се сматра да не долази до предаје количине топлоте околини.

Стварна температура сагоревања одређује се узимајући у обзир и топлотне „губитке“ услед дисоцијације продуката сагоревања и „губитке“ услед предаје количине топлоте околини.

Максималну вредност горе наведених величина има калориметарска температура сагоревања.

У зависности од врсте горива, горива ће се у току сагоревања понашати различито.

У наставку текста ће бити више речи о чврстим, течним и гасовитим горивима. У индустријским постројењима где сагоревају фосилна горива најчешће се примењују природни земни гас, течни нафтни гас (ТНГ) и поједина течна горива (екстра лака, средња и некада тешка уља за ложење). Чврста горива само се спорадично користе у појединим процесима као што су топљење руде гвожђа у високим пећима или производња креча у шахтним пећима, као и у појединим индустријским енерганама у којима се производи пара виших параметара ( $p$  и  $t$ ).

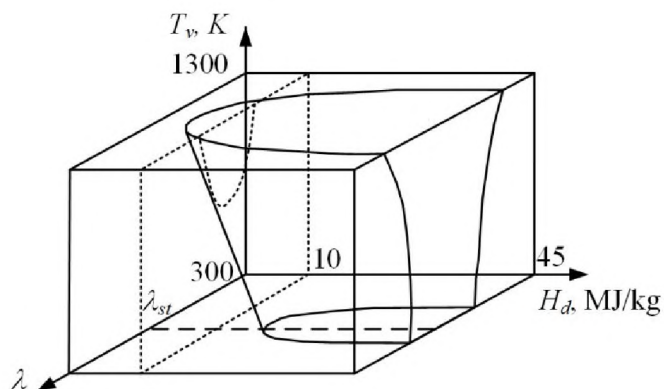
## 7.2 МАТЕРИЈАЛНИ И ТОПЛОТНИ БИЛАНС САГОРЕВАЊА ГОРИВА

Сагоревање представља комплексан феномен који обухвата паралелно одигравање великог броја хемијских реакција и више механизма транспорта супстанције и топлоте. Процес сагоревања може се одиграти само у одређеним условима: концентрација горива и кисеоника мора бити у одређеним границама и мора постојати топлотни извор који ће обезбедити почетак неповратне реакције сагоревања.

На слици 7.2 приказан је дијаграм области сагоревања у зависности од доње топлотне моћи горива, коефицијента „вишка ваздуха“ ( $\lambda$ ) и температуре ваздуха за сагоревање.

### 7.2.1 Сагоревање чврстог и течног горива

Најзначајнији представник природних чврстих горива је угаљ. Поред угљева, дрво је чврсто природно гориво које се може користити у котловима и пећима. Чврста вештачка горива су: кокс, брикет, оплемењени угаљ (сепарацијом и вештачким сушењем). Угљеви су настали карбонизацијом ранијих вегетација под дејством високог притиска и температура у току дугог временског периода (400 милиона година). Што је угаљ „старији“, то је већи садржај угљеника у његовом саставу.



Слика 7.2 Област запаљивости мешавине у зависности од доње топлотне моћи горива, температуре предгревања ваздуха за сагоревање и коефицијента вишка ваздуха [7.4]

Најважније врсте угља су: лигнит, мрки, камени и антрацит. Угаљ из рудника, без обзира на извесне процесе сортирања (дробљење и сува сепарација) зове се сирови угаљ. Горива материја назива се чист угаљ, док баласт представљају минералне супстанције и груба влага. Гориву супстанцију чине чврсти и испарљиви сагорљиви делови. Испарљиви делови дефинишу се као продукти распадања органске гориве супстанце у облику гаса или паре, при загревању на  $875\text{ }^{\circ}\text{C}$  без присуства ваздуха. Испарљиве несагориве компоненте чини испарена вода из горива.

Фазе код сагоревања чврстог горива у слоју су:

- сушење;
- дестилација;
- сагоревање;
- догоревање.

Прва фаза (сушење) је ендотерман процес при чему се гориву доводи топлота која се користи за испаравање влаге. Суво гориво се лакше пали и када је суво, процес сагоревања на решетки је стабилан. У току друге фазе (дестилација) дешава се гасификација горива када испаравају сви испарљиви делови – волатили. Испаравањем влаге и волатилних честица горива попримају сунђерасту структуру, па им се специфична површина повећава, што представља важан моменат за убрзање процеса оксидације. Ова фаза уједно је тачка раздвајања процеса сагоревања на сагоревање гасовите и сагоревање чврсте супстанције. Сам процес сагоревања чврсте супстанције везан је за површину решетке, док се сагоревање волатилних одвија у запремени ложишног простора (трећа фаза). Четврта фаза представља наставак треће фазе и назива се догоревање. У зависности од врсте чврстог горива, дужине појединих фаза у процесу сагоревања варирају. Време сагоревања које стоји на располагању при сагоревању чврстог горива у слоју на решетки је око 1000 пута

дуже од расположивог времена у случају сагоревања у лету. Код сагоревања спрашеног угља у лету фаза сушења одвија се у млиновима, а друга и трећа фаза сагоревања одвијају се у ложишту. Због изузетно малих димензија честица чврстог горива, код сагоревања угља у лету не постоји четврта фаза. Као продукти сагоревања чврстог горива јављају се димни гасови, шљака и пепео. Пепео представља несагориву неорганску супстанцију која остаје при сагоревању у ложишту, односно која се може са димним гасом изнети у атмосферу. Најчешћа једињења која чине пепео су: силикати, оксиди метала, сулфиди, карбонати, сулфати и др. Процент пепела у гориву одређује се лабораторијски жарењем уситњеног узорка чврстог горива.

Природно течено гориво је нафта, која се прерађује у процесу дестилације. Велики је број течних горива која се добијају из сирове нафте, а најзначајнији представници који се најчешће користе у индустријским ложиштима су: бензин, лож уља (екстра-лако, лако, средње и тешко). Топлотна моћ код течних горива креће се од  $39000 \div 42000$  kJ/kg. Густина деривата нафте креће се од  $850 \div 1000$  kg/m<sup>3</sup>. Састав мазута (средње лож уље) креће се у границама C =  $80 \div 86\%$  (mas), H =  $10 \div 13\%$  (mas). Сва течна горива представљају смешу угљоводоника. Поред деривата нафте, у индустријским ложиштима могу се сагоревати споредни продукти суве дестилације каменог или мрког угља тзв. катрани.

Најзначајније особине течних горива су: боја, густина, вискозност, тачка паљења, температура samozапалења, температура горења, тачка стињавања, дестилациона крива, елементарна анализа, састав, топлотна моћ, садржај сумпора и др.

Из наведене листе најзначајнијих особина течних горива издвојићемо вискозност. На вискозност течних горива, посебно оних тежих фракција, значајно утиче температура. Уколико је температура виша, вискозност горива се смањује. Вискозност је тесно повезана са тачком стињавања. Што је вискозност већа, то је тачка стињавања течног горива нижа. Температура коју је потребно одржавати да би се течено гориво транспортовало искључиво зависи од вискозности. Лака и средње тешка горива по правилу имају мала колебања вредности вискозности, док тешка лож уља имају велика одступања вредности вискозности. Уобичајена температура на коју се загревају течна горива да би се транспортовала је  $40-80$  °C, док је за распршивање течног горива на горионику потребно остварити температурау од  $80-120$  °C. Неопходно је водити рачуна да температура загревања течног горива буде најмање  $20$  °C нижа од тачке паљења горива (мере безбедности). Ефикасност сагоревања течних горива зависи од ефикасности распршивања горива. Што је распршивање горива финије (капљице су мање –  $5-40$  μm), то ће бити боље мешање горива са ваздухом, односно сагоревање ће се брже остварити, а могућност појаве недогорелих компонената ће бити сведена на минимум. Распршивање течног горива може се остварити довођењем механичке енергије (механички распршивачи) или коришћењем потенцијалне и кинетичке енергије (помоћу ваздуха или водене паре).



Постоји могућност распршивања течног горива импулсно помоћу осцилаторних електричних кола, као и ултразвучно фреквенцијом 10 до 40 Hz. Распршивање течног горива може се остварити и комбинацијом горе поменутих поступака.

Основне величине код сагоревања чврстих и течних горива су:

Минимална потребна количина кисеоника за сагоревање

$$O_{2,min} = \frac{1}{100} \cdot \left[ 1,87 \cdot C + 5,6 \cdot \left( H - \frac{O}{8} \right) + 0,7 \cdot S \right], \text{ m}^3/\text{kg} \quad (7.3)$$

а минимална количина ваздуха за сагоревање је

$$V_{v,min} = \frac{O_{2,min}}{a}, \text{ m}^3/\text{kg} \quad (7.4)$$

где је  $a = 0,21 \text{ m}^3/\text{m}^3$  запремински удео кисеоника у ваздуху.

Стварна количина ваздуха за сагоревање је

$$V_{v,stv} = \lambda \cdot V_{v,min} = \lambda \cdot \frac{O_{2,min}}{a}, \text{ m}^3/\text{kg} \quad (7.5)$$

где је  $\lambda$  коефицијент вишка ваздуха.

Количина компонената у гасовитим продуктима сагоревања износи

$$V_{CO_2} = \frac{1,87}{100} \cdot C, \text{ m}^3/\text{kg} \quad (7.6)$$

$$V_{SO_2} = \frac{0,7}{100} \cdot S, \text{ m}^3/\text{kg} \quad (7.7)$$

$$V_{H_2O} = \frac{1,244}{100} \cdot (9 \cdot H + W), \text{ m}^3/\text{kg} \quad (7.8)$$

$$V_{O_2} = (\lambda - 1) \cdot O_{2,min}, \text{ m}^3/\text{kg} \quad (7.9),$$

$$V_{N_2} = \frac{0,8}{100} \cdot N + \lambda \cdot \frac{1-a}{a} \cdot O_{2,min}, \text{ m}^3/\text{kg}. \quad (7.10)$$

Количина влажних продуката сагоревања:

$$V_{rw} = \sum V_i = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{H_2O} + V_{O_2} + V_{N_2}, \text{ m}^3/\text{kg} \quad (7.11)$$

Количина сувих продуката сагоревања износи

$$V_{rs} = V_{rw} - V_{H_2O}, \text{ m}^3/\text{kg}. \quad (7.12)$$

Запремински удели компонената у влажним продуктима сагоревања износе

$$CO_{2,w} = \frac{V_{CO_2}}{V_{rw}} \cdot 100, \%, \quad (7.13)$$

$$SO_{2,w} = \frac{V_{SO_2}}{V_{rw}} \cdot 100, \%, \quad (7.14)$$

$$H_{2O,w} = \frac{V_{H_2O}}{V_{rw}} \cdot 100, \%, \quad (7.15)$$

$$O_{2,w} = \frac{V_{O_2}}{V_{rw}} \cdot 100, \%, \quad (7.16)$$

$$N_{2,w} = \frac{V_{N_2}}{V_{rw}} \cdot 100, \%. \quad (7.17)$$

Запремински удели компонената у сувим продуктима сагоревања износе

$$CO_{2,s} = \frac{V_{CO_2}}{V_{rs}} \cdot 100, \%, \quad (7.18)$$

$$SO_{2,s} = \frac{V_{SO_2}}{V_{rs}} \cdot 100, \%, \quad (7.19)$$

$$O_{2,s} = \frac{V_{O_2}}{V_{rs}} \cdot 100, \%, \quad (7.20)$$

$$N_{2,s} = \frac{V_{N_2}}{V_{rs}} \cdot 100, \%, \quad (7.21)$$

Енталпија продуката сагоревања једнака је збиру енталпија компонената, тј.  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $CO_2$ ,  $SO_2$ ,  $H_2O$  итд., односно

$$h = \sum h_i = \left( \sum V_i \cdot c_{p,i} \right) \cdot t, \text{ kJ/kg} \quad (7.22)$$

где су:

- $V_i$ ,  $m^3/kg$ , запремински удео  $i$ -те компоненте;
- $c_{p,i}$ ,  $kJ/(kg \cdot K)$ , средњи специфични топлотни капацитет  $i$ -те компоненте у интервалу од  $0^\circ C$  до  $t$ ;
- $t$ ,  $^\circ C$ , температура продуката сагоревања.

Енталпија предгрејаног ваздуха за сагоревање је

$$h_v = V_{v,stv} \cdot c_{p,v} \cdot t_v, \text{ kJ/kg} \quad (7.23)$$

где су:

- $c_{p,v}$ ,  $kJ/(kg \cdot K)$ , средњи специфични топлотни капацитет ваздуха, у интервалу температура од  $0^\circ C$  до  $t_v$ ;
- $t_v$ ,  $^\circ C$ , температура ваздуха.

### 7.2.2 Сагоревање гасовитог горива

Најчешће коришћена гасовита горива у индустријским постројењима су: природни гас, течни нафтни гас (ТНГ), гасовита горива која представљају нус-производ неког технолошког процеса – високопећни гас, гас из куполних пећи, рафинеријски гас и др. или су то гасови који се добијају додатном прерадом – генераторски гас, биогаз итд. Предност коришћења гасовитих горива у односу на чврста и течна огледа се преваходно у мањој сложености инсталација које служе за припрему горива пре

увођења у ложиште, као и у саставу продуката сагоревања на излазу из ложишта (мање су емисије штетних загађујућих компонената у односу на остала горива). Ложишта у којима се одвија сагоревање горива су мања и једноставнија, мање је прљање размењивачких површина. Неке од основних карактеристика појединих гасовитих горива дате су у табели 7.2.

Табела 7.2 Карактеристике неких гасовитих горива

Гориво	Релативна густина	Горња топлотна моћ	Мин.потребна количина ваздуха за сагоревање	Температура пламена	Брзина простирања пламена
		kJ/m <sup>3</sup>	m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>	°C	m/s
Природни гас	0,6	39805	9,5	1954	0,290
Пропан	1,52	101205	23,8	1967	0,460
Бутан	1,96	133795	31	1973	0,870

У мешавини коју чини природни гас доминира метан (око 95% Vol). Остале компоненте су: етан, пропан, бутан, пентан, угљен-диоксид и азот. Природни гас се до потрошача допрема системом ценовода (транспортних и дистрибутивних) и не складишти се код потрошача. Течни нафтни гас (ТНГ) представља мешавину две компоненте – пропан и бутан. У овој мешавини могу се наћи и мањи удели пропилена и бутилена. Уобичајено је да се ТНГ складишти у течном стању при повишеном притиску и нормалној температури, а да се испред потрошача обара притисак, при чему ТНГ прелази из течне у гасовиту фазу. ТНГ је веће густине од ваздуха, тако да се у случају цурења гас акумулира уз подлогу.

Код гасовитих горива значајан параметар представља Вобеов (Wobbe) индекс. Овај параметар представља индикатор који оцењује могућност замене једне врсте гасовитог горива другом (нпр. замена природног гаса течним нафтним гасом или неким другим горивом). Вобеов индекс представља однос топлотне моћи горива (горње или доње) и квадратног корена количника густине гасовитог горива и ваздуха при нормалним условима (изрази 7.24 а и 7.24 б). Овај индикатор указује на то да ли је могуће користити другу врсту (алтернативно) горива без потребе за физичким изменама конструкције горионика.

$$W_g = \frac{H_g}{\sqrt{\rho_g/\rho_v}} \quad (7.24 \text{ а})$$

$$W_d = \frac{H_d}{\sqrt{\rho_g/\rho_v}} \quad (7.24 \text{ б})$$

где су:

- $W_g, W_d$ , kJ/m<sup>3</sup>, Вобеов индекс који одговара горњој, односно доњој топлотној моћи горива;
- $H_g, H_d$ , kJ/m<sup>3</sup>, горња, односно доња топлотна моћ горива;

- $\rho_g$ , kg/m<sup>3</sup>, густина гасовитог горива при нормалним условима;
- $\rho_v = 1,293$  kg/m<sup>3</sup>, густина ваздуха при нормалним условима.

Основне величине код сагоревања гасовитог горива израчунавају се на следећи начин:

- минимална потребна количина кисеоника за сагоревање

$$O_{2,min} = \frac{1}{100} \cdot \left[ 0,5 \cdot (H_2 + CO) + 1,5 \cdot H_2S + \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) \cdot C_m H_n - O_2 \right], \quad (7.25)$$

- минимална количина ваздуха за сагоревање

$$V_{v,min} = \frac{O_{2,min}}{a}, \frac{m^3}{m^3},$$

- стварна количина ваздуха за сагоревање

$$V_{v,stv} = \lambda \cdot V_{v,min} = \lambda \cdot \frac{O_{2,min}}{a}, \frac{m^3}{m^3}.$$

- количине компонената у продуктима сагоревања

$$V_{CO_2} = \frac{1}{100} \cdot (CO + CO_2 + \sum m \cdot C_m H_n), \quad (7.26)$$

$$V_{CO_2} = \frac{1}{100} \cdot (33,5 + 0,80 + 1 \cdot 26,9 + 4 \cdot 0,40) = 0,6280 \frac{m^3}{m^3},$$

$$V_{H_2O} = \frac{1}{100} \cdot (H_2 + H_2S + \sum \frac{n}{2} \cdot C_m H_n), \quad (7.27)$$

$$V_{O_2} = (\lambda - 1) \cdot O_{2,min}, \frac{m^3}{m^3},$$

$$V_{N_2} = \frac{1}{100} \cdot N_2 + \lambda \cdot \frac{1-a}{a} \cdot O_{2,min}, \frac{m^3}{m^3}. \quad (7.28)$$

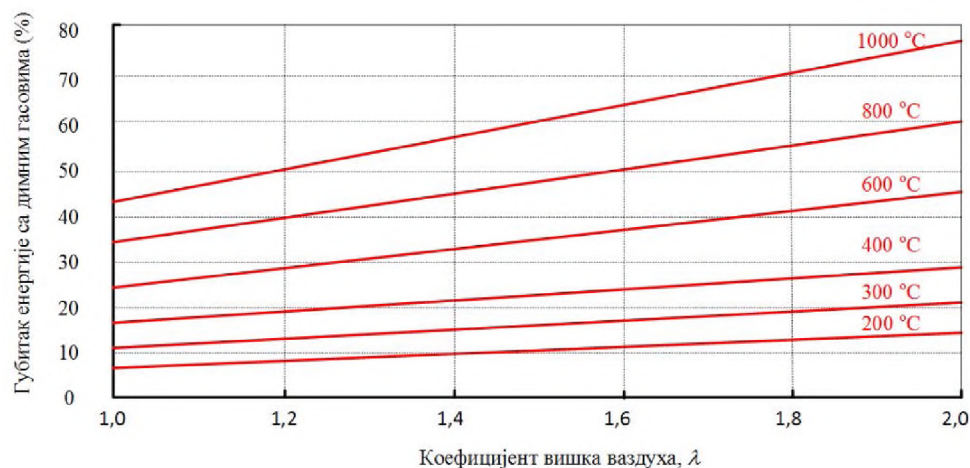
Енталпија продуката сагоревања и предгрејаног ваздуха код сагоревања гасовитог горива се израчунава помоћу релација (7.22) и (7.23).

### 7.3 ОПТИМИЗАЦИЈА САГОРЕВАЊА

За велики број индустријских пећи које се користе у енергетски интензивним индустријским гранама (индустрија челика, керамике, хемијска индустрија итд.), карактеристичне су релативно високе температуре које владају у радном простору пећи (850 до 1300°C). У таквим условима температура димних гасова на излазу из пећи је висока и губици са димним гасовима су значајни. Пример је дат на слици 7.3.

Да би се побољшала ефикасност процеса, отпадна топлота са димним гасовима требало би да буде искоришћена, а најчешће се користи за предгревање ваздуха за сагоревање, с обзиром да се на тај начин отпадна топлота директно враћа у процес. У савременој индустријској пракси употребљавају се системи којима је могуће

искористити и вратити у процес већи део отпадне топлоте димних гасова – рекуперативни и регенеративни горионици. Различите конструкције прилагођавају се специфичним захтевима конструкције индустријских пећи.



Слика 7.3 Губитак енергије са димним гасовима [7.12]

#### 7.4 ГОРИОНИЦИ

У индустријским пећима користе се два конвенционална система за снабдевање радног простора пећи топлотом:

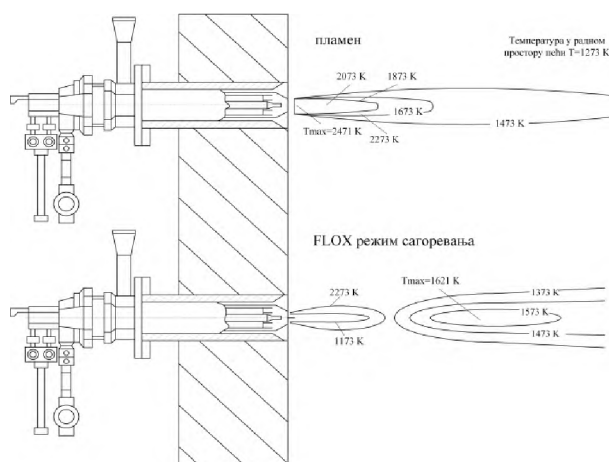
1. горионици са претходним мешањем горива и ваздуха,
2. горионици без претходног мешања горива и ваздуха.

Пламен горионика са претходним мешањем горива и ваздуха је кратак и плавичасто-транспарентан. У теорији сагоревања овакав пламен назива се кинетички пламен или пламен кинетичког режима сагоревања. [7.5]. У случају сагоревања гориве смеше када су струје гасовитог горива и ваздуха раздвојене све до уласка у радни простор ложишта где се одвија сагоревање, долази до појаве тзв. дифузионог пламена. Дифузионо сагоревање може се одвијати у ламинарном или турбулентном режиму. За разлику од кинетичког пламена, дифузиони пламен је дужи и луминесцентан.

Насупрот сагоревању горива видљивим пламеном, под одређеним условима долази до појаве сагоревања у тзв. беспламеном или FLOX режиму (FLOX је скраћеница од Flameless oxidation). До појаве беспламеног сагоревања долази у случајевима када се користи високопредгрејан ваздух, при чему температура ваздуха мора бити виша од температуре самопаљења гориве смеше. И гориво и ваздух се у радни простор за сагоревање доводе одвојено.

Сагоревањем горива без постојања видљивог пламена постиже се уједначена температура у запремини радног простора ложишта. На тај начин избегава се појава тзв. „топлих тачака“ у којима долази до интензивног стварања непожељних  $\text{NO}_x$

једињења. Упоредни приказ температурског поља у правцу пламена за два карактеристична режима сагоревања – пламени и беспламени дат је на слици 7.4.



Слика 7.4 Температурско поље у околини горионика за два режима – пламен и FLOX [7.6]

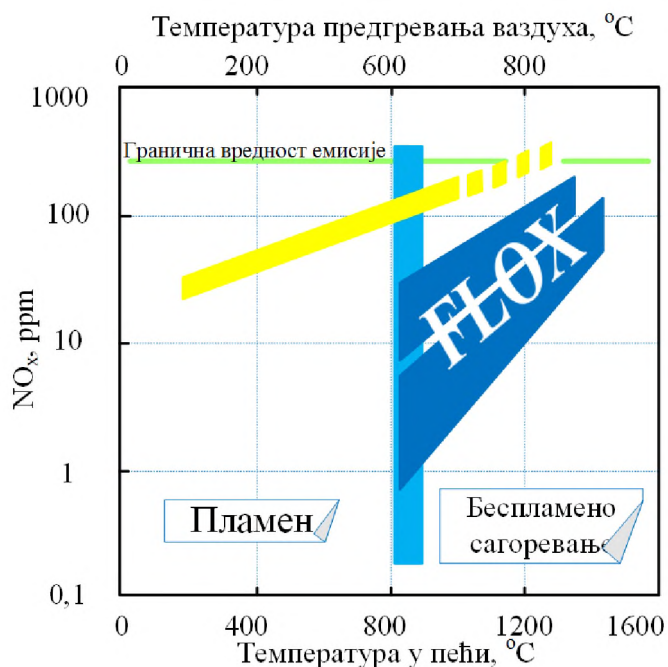
Три доминантна фактора утичу на кинетику настанка тзв. термичког  $\text{NO}_x$  једињења:

1. висока максимална температура у простору у коме се одвија сагоревање,
2. време задржавања реактаната у области максималних температура,
3. концентрација кисеоника у области коју заузима пламен.

Будући да се температура пламена повећава са повишењем температуре предгрејаног ваздуха за сагоревање, интензитет брзине настанка  $\text{NO}_x$  једињења ће се сразмерно томе увећати, под условом да се не мењају остали параметри сагоревања (однос протока гориво/ваздух). На слици 7.5 приказан је дијаграм зависности емисије  $\text{NO}_x$  једињења од температуре предгревања ваздуха за сагоревање и температуре у радном простору индустријске пећи.

Разлог увођења високопредгрејаног ваздуха за сагоревање пре свега је у чињеници да се на тај начин може уштедети део горива, с обзиром да се у ложиште уводи значајна количина топлоте (ваздух предгрејан на  $t > 1000^\circ\text{C}$ ). Тако се смањује потрошња горива, али се истовремено емитује значајна количина штетних  $\text{NO}_x$  једињења са димним гасовима. Да би се помириле ове две противречности уводе се извесне техничко-технолошке иновације којима се, и поред коришћења високопредгрејаног ваздуха за сагоревање, утиче на смањење емисије штетних  $\text{NO}_x$  једињења.

Предности употребе нових система за сагоревање у струји високопредгрејаног ваздуха за сагоревање могу се сврстати у четири групе.



Слика 7.5 Зависност емисије  $\text{NO}_x$  једињења од температуре предгревања ваздуха за сагоревање и температуре радног простора пећи [7.6]

1. *Уштеда енергије.* Највећи губитак у већини процеса који се одвијају у индустријским ложиштима је губитак са димним гасовима. Ова „отпадна“ топлота може бити искоришћена или у регенеративном размењивачу тако што ће бити акумулирана у испуни, или ће директно бити коришћена у рекуперативном размењивачу топлоте. Медијум који се загрева овом топлотом је ваздух за сагоревање. На тај начин енергија се враћа у процес, односно смањује се потрошња горива.
2. *Смањење емисије  $\text{CO}_2$ .* Основни продукт сагоревања фосилних горива је  $\text{CO}_2$ . С обзиром на све израженији проблем глобалног загревања, донет је велики број законских и подзаконских аката како на нивоу међународне заједнице, тако и на националном нивоу, према којима се снижава граница дозвољене емисије  $\text{CO}_2$ . У том смислу, смањење потрошње горива сразмерно утиче на смањење емисије  $\text{CO}_2$ .
3. *Смањење емисије  $\text{NO}_x$ .* Азотни оксиди представљају један од основних узрочника оштећења озонског омотача. Применом нових техничких решења савремених система за снабдевање топлотом индустријских пећи решен је проблем емисије високих концентрација  $\text{NO}_x$  једињења у димним гасовима у случајевима када је коришћен високопредгрејан ваздух за сагоревање.

4. *Смањење величине радног простора пећи.* Применом система за сагоревање уз употребу високопредгрејаног ваздуха за сагоревање обезбеђује се униформност температурског поља у радном простору, што утиче на смањење димензија радног простора пећи.

Постоји већи број процеса чија технологија захтева одржавање радних температура у области високих температура ( $800 \div 1300^{\circ}\text{C}$ ), што је погодан параметар за стабилно сагоревање у беспламеном режиму. Овакви процеси су најчешће заступљени у индустрији челика, керамичких материјала и хемијској индустрији [7.7].

У већем броју ових случајева ефикасност сагоревања је на довољно високом нивоу, али је ефикасност искоришћења топлоте у процесу могуће подићи на виши ниво. Предгревање ваздуха за сагоревање је једна од најчешће коришћених мера за постизање поменутог циља. На тај начин се увођењем енталпије високопредгрејаног ваздуха за сагоревање може заменити део енергије која се ослободи сагоревањем горива. Будући да је губитак топлоте са димним гасовима значајан, ова топлота може бити рекуперисана, односно регенерисана у одговарајућим системима. У том смислу, могу се представити два често коришћена типа система за снабдевање топлотом код индустријских пећи:

1. рекуперативни горионици;
2. регенеративни горионици.

#### 7.4.1 Рекуперативни горионици

Конструкција рекуперативног горионика приказана је на слици 7.6.

Рекуперативни горионици често су коришћени као системи за снабдевање топлотом код индустријских пећи у оквиру индустрије челика. Често се користе уместо централизованог система за предгревање ваздуха за сагоревање. Недостатак централизованих система за високопредгрејани ваздух за сагоревање је неопходност коришћења специјалних система за дистрибуцију високопредгрејаног ваздуха (вентили, вентилатори, цевоводна мрежа).

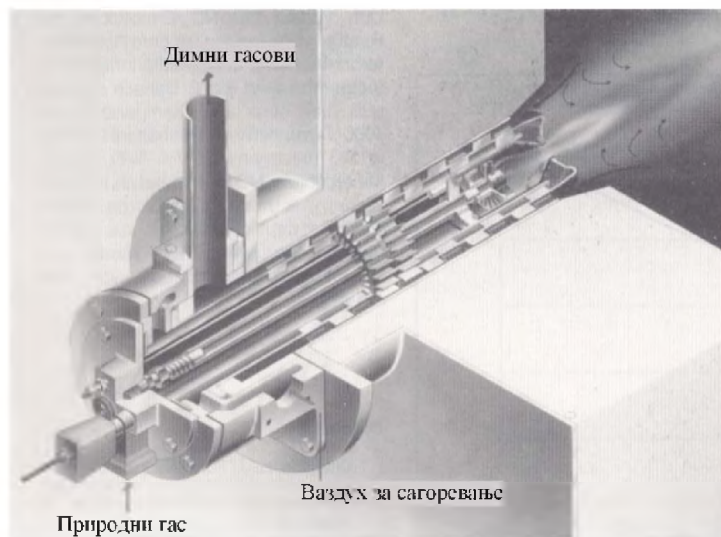
Рекуперативни горионици су релативно компактни уређаји где се директно из радног простора пећи кроз рекуператор уграђен у њему спроводе димни гасови, чија се топлота предаје ваздуху за сагоревање. Од ефикасности предаје топлоте између радних флуида (димни гасови и ваздух) зависиће и ефикасност поступка искоришћења у радном простору пећи.

У зависности од конструкције пећи, као и од захтеване технологије у њој, могуће је користити следеће конструкције рекуперативних горионика.

#### Горионици који раде искључиво у пламеном режиму

Ови горионици раде у тзв. нискотемпературском режиму и морају бити снабдени уређајима за паљење, као и уређајима за контролу пламена.





Слика 7.6 Рекуперативни горионик [7.8].

#### Горионици са комбинованим режимом рада (пламени и беспламени)

Ова врста горионика користи се у случајевима када се процес у пећи одвија при високим температурама, али је неопходно да се прође прелазни режим поступног загревања хладне коморе. Ови горионици су снабдевени свим уређајима који су неопходни када горионик ради у нискотемпературском режиму. Оног тренутка када сензори детектују да је радна температура довољно висока, аутоматски се пребације на режим беспламеног рада горионика. За ову врсту горионика од велике је важности исправан начин рада система за управљање радом горионика тако што неће дозволити пребацивање рада горионика на беспламени режим уколико температура у радном простору није довољно висока која ће обезбедити стабилно сагоревање горива без појаве пламена.

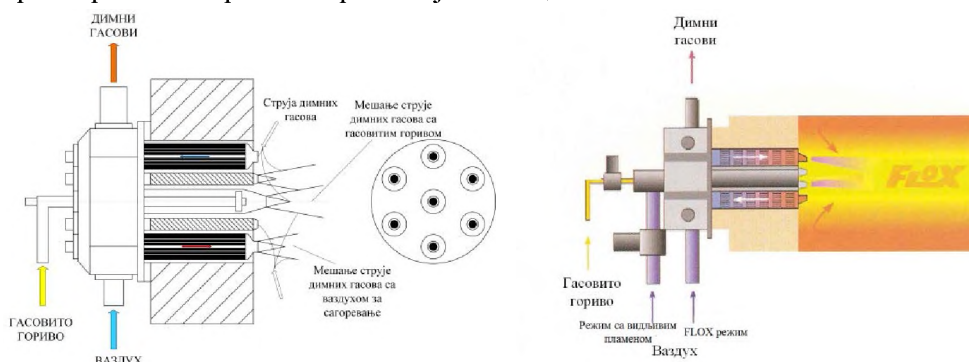
#### Горионици који раде само у беспламеном режиму сагоревања

Када се за загревање радног простора пећи користе посебни системи, при чему се након постизања радне температуре ови горионици искључују, може се користити систем рекуперативних горионика који раде искључиво у беспламеном режиму сагоревања. Ови горионици су релативно једноставне конструкције, с обзиром да се у случају беспламеног сагоревања изузимају и уређаји за паљење и уређаји за контролу пламена. Најважнији параметар који је неопходно контролисати је температура радног простора пећи која мора бити виша од температуре самопаљења горива.

#### 7.4.2 Регенеративни горионици

Применом регенеративних горионика могуће је остварити значајну уштеду енергије у високотемпературским процесима. За разлику од рекуперативних система горионика, регенеративни горионици располажу значајно већом површином контакта између

испуне и радног медијума. Код рекуперативних горионика трошкови израде линеарно расту са повећањем површине размењивача [7.6]. Пример конструкције регенеративног горионика приказан је на слици 7.7.



Слика 7.7 Регенеративни горионици који раде у FLOX режиму сагоревања [7.9]

Принципијелно, систем регенеративних горионика састоји се од парног броја јединица. У посматраном циклусу увек се код једне половине одвија процес сагоревања, док се код друге половине јединица врши акумулација топлоте. На овај начин могу се постићи врло високе температуре предгревања ваздуха за сагоревање у релативно компактној испуни регенератора (до 1200°C). Као што је то раније наведено, повећањем температуре предгревања ваздуха за сагоревање, повећава се степен искоришћења топлоте у радном простору пећи, али се сходно томе значајно повећава концентрација  $\text{NO}_x$  једињења у димним гасовима. У том смислу, тежиште проблема постављено је на проналажење техничких решења која ће довести до значајног смањења емисије  $\text{NO}_x$  једињења.

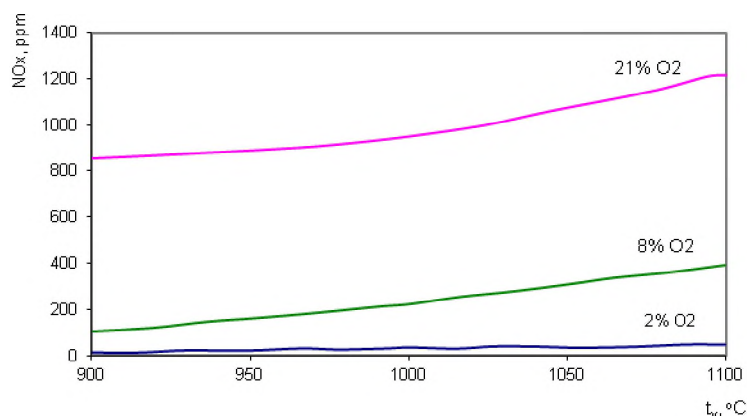
Коришћењем основних закона који описују геометрију при простирању слободног млаза могуће је оптимизирати распоред отвора за дистрибуцију ваздуха и горивог гаса на тај начин да пре интензивног мешања горива и ваздуха дође до њиховог претходног мешања са продукцима сагоревања из радног простора пећи. На тај начин се смањује удео  $\text{O}_2$  у ваздуху за сагоревање, што повољно утиче на смањење емисије  $\text{NO}_x$  једињења из процеса. Поред тога, могуће је ваздух за сагоревање екстерном спрегом „разредити“ димним гасовима и тако утицати на смањење емисије  $\text{NO}_x$  једињења.

Утицај степена разређења ваздуха за сагоревање на емисију  $\text{NO}_x$  једињења дат је дијаграму приказаном на слици 7.8.

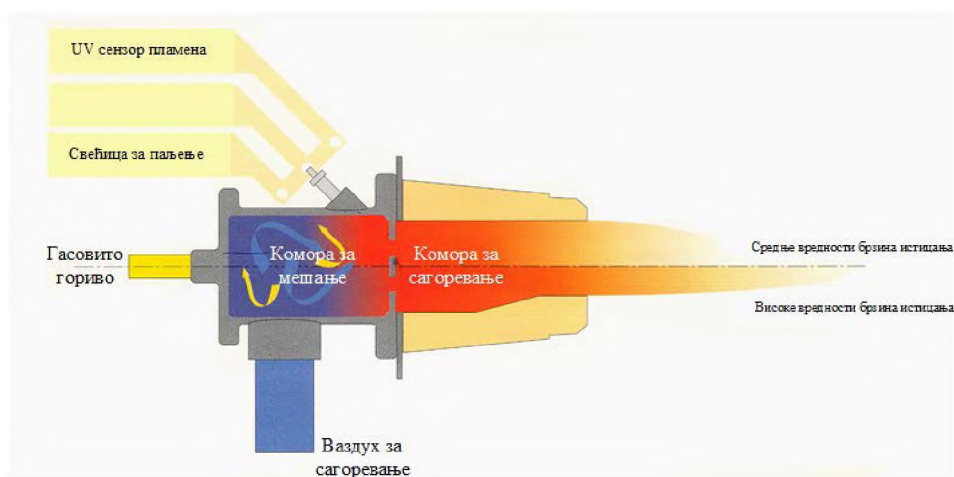
#### 7.4.3 Високобрзински горионици

Ова врста горионика успешно је примењена у великом броју случајева где је потребно успоставити униформно поље температура. Принцип рада ове врсте горионика заснива се на мешању горива и ваздуха и сагоревању у комори која је у склопу самог горионика (преко 75% сагоревања обави се унутар коморе горионика) и

истицању млаза продуката сагоревања великом брзином у радни простор пећи. На овај начин гасови у радном простору се интензивно мешају услед великог интензитета импулса млаза на излазу из горионика. То за последицу има униформно температурско поље у радном простору пећи. Високобрзински горионици могу радити у оквиру широког опсега односа гориво/ваздух. У неким случајевима, овај однос може бити и 1000. Веома добро регулисање потребне топлотне снаге постиже се рачунарским вођењем рада групе горионика, где сви раде по принципу „укључено-искључено“, а количина доведене енергије подешава се дужином периода рада сваког горионика и бројем горионика који су једновремено у раду. Приказ конструкције високобрзинског горионика дат је на слици 7.9.



Слика 7.8 Дијаграм зависности емисије NO<sub>x</sub> једињења од температуре предгревања ваздуха за сагоревање и запреминског удела O<sub>2</sub> [7.10]



Слика 7.9 Високобрзински горионик [7.11]

### Литература

- [7.1] Eastop, T.D., Croft, D.R.: Energy Efficiency for engineers and technologists, Longman Scientific&Technical, UK, 1990.
- [7.2] Радовановић, М.: Горива, Машински факултет, Београд, 1994.
- [7.3] Јанкес, Г., Станојевић, М., Каран, М., Стаменић, М.: Индустријске пећи и котлови-приручник за вежбања са решеним задацима, Машински факултет, Београд, 2001.
- [7.4] Choi, G.M., Katsuki, M.: Advanced low NOx combustion using highly preheated air, Energy Conversion and Management, Vol. 42, 2001, str. 639-652
- [7.5] Јоксимовић, С.: Процес сагоревања гасовитог горива у индустријским пећима, Хемијска индустрија, бр.10, 1975, стр. 473-479
- [7.6] Wüning, J.A., Wüning, J.G.: Flameless oxidation to reduce thermal NO-formation, Progr. Energ. Combustion. Sci., Vol. 23, 1997, str. 81-94]
- [7.7] Stevanović, D., Fischer, W.: Pebble-Heater twins with fluid-dynamical valve-an efficient possibility for high combustion air preheating, 6th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers, Lisboa, Portugal, 02-05.April 2002.
- [7.8] Seltmann, von, M.: Integrierte Wärmerückgewinnung an Aufheizstationen für die Beheizung für Aluminiumtransportbehälter, Gas Wärme International, Vol. 41 7-8, 1992, str.313-317
- [7.9] Wüning, J.G.: Flamlose Oxidation als neues Verbrennung sverfahren für die Beheizung von Industrieöfen, Zeitschrift für Wärmebehandlung und Werkstofftechnik, No. 48, 1993
- [7.10] Gupta, A.: Flame characteristics and challenges with high temperature air combustion, Proceed. of 2000 International Joint Power Generation Conference, Florida, Jul 23-26, 2000.
- [7.11] \*\*\* Проспектни материјал, Фирма Hotwork, В. Британија
- [7.12] Јанкес, Г., Стаменић, М., и др.: Приручник за побољшање енергетске ефикасности и рационалну употребу енергије у индустрији, Иновациони центар Машинског факултета у Београду, Београд, 2009.

### Питања

3. Шта је гориво?
4. Дефиниција процеса сагоревања.
5. Које су опште особине горива?
6. Које су то најзначајније особине горива?
7. Дефиниција топлотне моћи горива.
8. Која је разлика између доње и горње топлотне моћи горива?
9. Начин одређивања доње топлотне моћи чврстих и течних и гасовитих горива.
10. Дефинисати следеће појмове: калориметарска, теоријска и стварна температура сагоревања. Која од наведених величина има максималну вредност?
11. Шта је то коефицијент вишка ваздуха?

12. Шта је то Вобеов индекс? Зашто се користи овај индекс?
13. Начин унапређења ефикасности сагоревања код ложишта код којих је висока температура димних гасова на излазу.
14. Навести утицајне параметре који утичу на кинетику настајања тзв. Термичког  $\text{NO}_x$ ?
15. Која је предност предгревања ваздуха на високе температуре?
16. Навести врсте горионика код којих се може користити енталпија димних гасова.
17. Која је основна разлика између рекуперативних и регенеративних горионика?
18. Навести основне карактеристике високобрзинских горионика.



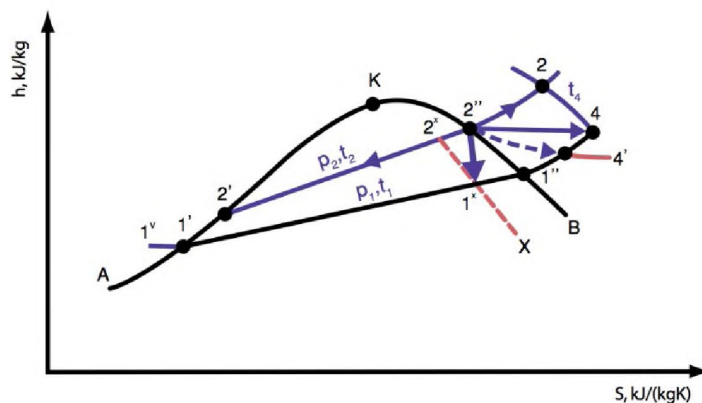
## 8. ИНДУСТРИЈСКИ КОТЛОВИ, СИСТЕМ ЗА ДИСТРИБУЦИЈУ ПАРЕ И ПОВРАТ КОНДЕНЗАТА

Мирјана Стаменић

Ово полавље треба да допринесе разумевању начина рада система за производњу и дистрибуцију паре, као и система за поврат кондензата у индустријским погонима. Полазна идеја била је да се инжењери упознају са основним прорачунима и процедурама које су неопходне да би се установили губици и потенцијал побољшања ефикасности појединих елемената и система као целине. Инжењери ће на основу стечених знања моћи да дефинишу листу мера, као и акциони план њихове примене у оквиру активности које спроводи енергетски менаџер у једном предузећу.

### 8.1 О ПАРИ И КОНДЕНЗАТУ

На слици 8.1 приказан је  $h$ - $s$  дијаграм за водену пару. То је графички приказ међусобних зависности појединих величина стања и њихових промена. Део криве АК - „доња гранична крива“ приказује стање воде (кондензата) на температури кључања, док део криве КВ - „сувозасићена пара“ представља стање сувозасићене паре на температури испаравања за одређени притисак.



Слика 8.1  $h$ - $s$  дијаграм за водену пару [8.1]

Сваком притиску  $p_1$  одговара одређена температура испаравања  $t_1$ , што значи да је температура кључања воде функција притиска.

Ако се загрева вода при неком притиску  $p_2$ , она ће почети да кључа када достигне температуру  $t_2$ . То стање воде приказано је тачком  $2'$  на доњој граничној кривој, а енталпија кључале течности у тој тачки је  $h_{2'}$ . Даље, вода испарава при константној

температури  $t_2$  све док и последњи део течности не пређе у парно стање. Ова промена је изобарска, односно одвија се при непромењеном притиску дуж линије  $2'-2''$ . Тачка  $2''$  налази се на горњој граничној кривој и ово стање одговара сувозасићеној пари притиска  $p_2$ , односно температури  $t_2$ . Када се пара даље загрева при константном притиску, мења се њена температура, а пара прелази из сувозасићеног стања у стање прегрејане паре. Да би се дефинисало стање прегрејане паре, неопходно је познати оба параметра (притисак  $p_2$  и температура  $t_4$  – тачка 2 на слици 8.1).

Разлика енталпија сувозасићене паре у тачки  $2''$  и енталпије кондензата у тачки  $2'$  једнака је топлоти испаравања при дефинисаном притиску  $p_2$  и означава се са  $r_2$ . Вредност топлоте испаравања зависи од притиска и она опада са порастом притиска. Стање између горње и доње граничне криве је подручје влажне паре. Када се једном килограму воде у тачки  $2'$  доведе количина топлоте која је мања од количине топлоте испаравања за задати притисак, тада само део воде испари. Ово стање може бити приказано тачком  $2^x$ . У тој тачки део воде који није испарио сразмеран је величини  $2''-2^x$ , док је количина паре сразмерна величини  $2^x-2'$ . Каже се да је у овој тачки степен сувоће паре  $x$ , што представља однос масе паре и укупне масе течности и паре у посматраној тачки ( $x \text{ kg/1 kg}$ ).

Експанзија паре од притиска  $p_2$  до притиска  $p_1$  може се одвијати у некој парној машини, при чему се добија механички рад, а промена стања паре (у случају квазистатичке промене) креће се по линији  $2''-1^x$ .

Кондензација паре тече по линији  $2''-2'$ , или по линији  $1''-1'$ , односно по линији  $1^x-1'$ . Ови процеси се одвијају у свим апаратима или уређајима који користе пару за грејање у неком технолошком процесу, као и у кондензаторима кондензационих парних турбина. Кондензат се обично хлади и ниже од температуре  $t_1$  по линији  $1^x-1^v$ . Ова појава се назива подхлађивање кондензата.

У индустријским котловима испаравање воде врши се у водогрејним цевима, као и у бубњу котла по линији  $2'-2''$ . У бубњу котла одвија се раздвајање паре и воде. Из бубња излази сувозасићена пара стања  $2''$  при притиску  $p_2$ . Да би се пара прегрејала од стања  $2''$  до 2, неопходно је да котло има прегрејач паре.

Пригушивање паре од притиска  $p_2$  до притиска  $p_1$  одвија се по линији  $2''-4$  и изенталпски је процес. Овај процес се дешава при обарању притиска у редуccionим станицама. Процес губитка притиска уз истовремено хлађење приказан је линијом  $2''-4'$  и дешава се при струјању паре кроз цевоводе и арматуру.

Ако се снижава притисак паре од притиска  $p_2$  до притиска  $p_1$  по линији  $2''-4$  (или  $2''-4'$ ), пара од стања сувог засићења прелази у стање прегрејане паре. Да би се добила поново сувозасићена пара стања  $1''$ , треба је охладити. То се у редуccionим станицама ради на тај начин што се у струју паре убризгава кондензат стања  $1^v$ . За хлађење једног килограма паре стања које одговара тачки 4 на дијаграму потребно је додати:



$$m_k = (h_4 - h_1'') / r_1 \quad \text{kg кондензата/kg}$$

при чему се добија  $(1 + m_k)$  kg сувозасићене паре стања 1''.

Ако је грејни флуид у неком погону сувозасићена пара, онда се као расположива енергија за процес или за грејање рачуна само топлота испаравања. Пара се кондензује предајући радној материји која се загрева енергију једнаку топлоти испаравања. Кондензат је на температури и притиску паре и носи са собом приближно трећину енергије свеже сувозасићене паре. Енергија кондензата (његова енталпија), као и енталпија сувозасићене паре расту са порастом притиска. Такође, однос енталпије кондензата и енталпије сувозасићене паре расте са порастом притиска. То значи да после кондензације већа количина енергије остаје у кондензату уколико је притисак виши. Тако је за више притиске потребно довести већу количину енергије финалном потрошачу него за ниже притиске. Међутим, за достизање виших температура у процесу, или за повећање интензитета транспорта топлоте, неизбежно је коришћење паре на вишим притисцима, односно температурама.

Ако је кондензат био на вишем притиску  $p_2$ , а у резервоару за сакупљање кондензата влада нижи притисак  $p_1$ , услед обарања притиска долази до појаве отпаравања кондензата. Количина отпарка по једном килограму кондензата износи:

$$m_o = (h_2' - h_1') / r_1 \quad \text{kg отпарка/kg кондензата}$$

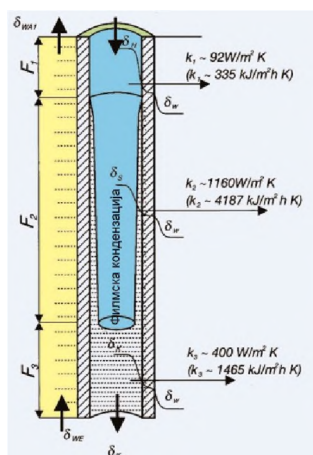
Овде су  $r_1$  топлота испаравања на притиску  $p_1$ , а  $h_2'$  и  $h_1'$  енталпије кондензата на притисцима  $p_2$  и  $p_1$ . При томе се добија  $(1 - m_o)$  kg кондензата на нижем притиску  $p_1$ .

### 8.1.1 Транспорт топлоте између паре и других медијума

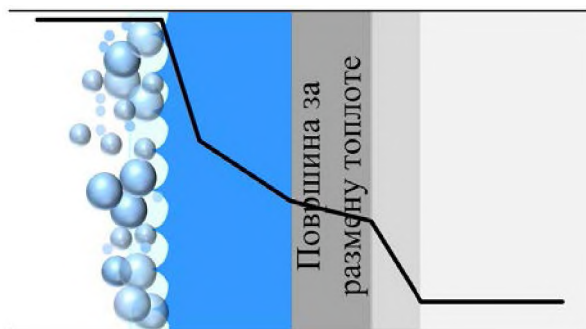
Коефицијент прелаза топлоте са паре која се кондензује на површини преко које се одвија транспорт топлоте је веома висок, али може бити вишеструко смањен услед непожељне појаве слоја кондензата или ваздуха. Неопходно је применити одговарајуће мере за одвођење кондензата, односно ваздуха, како би се одржала висока вредност коефицијента прелаза топлоте при промени фазе (кондензацији).

На слици 8.2 дате су, као пример, вредности коефицијената пролаза топлоте за случај када у цеви протиче пара, а дуж спољне површине цеви струји неки флуид који се греје. За део где се хлади прегрејана пара коефицијент пролаза топлоте без кондензације износи  $k = 92 \text{ W/m}^2\text{K}$ ; за случај кондензације сувозасићене паре (филмска кондензација), коефицијент пролаза топлоте је  $k = 1160 \text{ W/m}^2\text{K}$  и за случај транспорта топлоте при једнофазном струјању чистог кондензата у цеви, оквирна вредност  $k$  је  $400 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Коефицијент  $k$  је највећи при филмској кондензацији сувозасићене паре, за ред величине је нижи за прегрејану пару, а готово 4 пута нижи у случају транспорта топлоте за кондензат ( $k_2 \sim 12k_1 \sim 4k_3$ ).

На слици 8.3 илустрован је утицај филма кондензата, филма ваздуха и филма воде на интензитет размене топлоте. Са обе стране металне површине налази се слој течности (кондензат и вода која се загрева) који ствара значајне отпоре провођењу топлоте, а тиме и пад температуре.



Слика 8.2 Коэффициент пролаза топлоте у случају прегрејане паре, филмске кондензације на површини и испуњености цеви кондензатом [8.1]



Слика 8.3 Утицај филма кондензата и филма ваздуха на размењену количину топлоте [8.1]

Слој течности на површини размене топлоте узрокује 60 до 70 пута већи отпор провођењу топлоте од челика, односно 500 до 600 пута већи отпор од отпора који се јавља у бакарној плочи. Ефекат слоја ваздуха на површини преко које се одвија транспорт топлоте је вишеструко израженији. Отпор провођењу топлоте кроз слој ваздуха приближно је 1500 пута већи од отпора провођењу топлоте кроз челични зид, а чак до 13000 пута већи од оног који се јавља у бакарном зиду. Ради илустрације, наводи се пример отпора провођењу топлоте кроз филм ваздуха дебљине 0,025 mm који су еквивалентни онима који се јављају у бакарном зиду дебљине 330 mm.

Поред овога, ваздух у парним инсталацијама утиче на температуру мешавине сувозасићена водена пара – ваздух. Уколико се претпостави да важи Далтонов закон, према којем је укупан притисак на коме се налази мешавина једнак збиру

парцијалних притисака појединих компоненти у мешавини и уколико претпоставимо да се све компоненте у мешавини понашају као идеални гас, у систему у коме влада укупни притисак 4 bar, и где је запремински удео ваздуха износи 25%, следи да је запремински удео сувозасићене паре 75%. То даље значи да је парцијални притисак за сувозасићену пару 3 bar, па је температура у овом систему 133,5 °C. Уколико у систему не би било ваздуха, температура сувозасићене паре би износила 143,6 °C. Код процеса стерилизације податак о температури паре је од есенцијалног значаја, па је изузетно важно да се сав ваздух у инсталацијама елиминише пре почетка процеса стерилизације.

Често је могуће и увек се исплати редовно чистити запрљане површине преко којих се одвија транспорт топлоте. Утицај слоја кондензата и ваздуха међусобно је повезан, јавља се у свим процесима у којима се користи пара као грејни флуид и потребно је примењивати поступке којима се ова појава елиминише (чишћење размењивачких површина, ефикасно одвођење кондензата, одзрачивање итд.).

#### 8.1.2 Предности коришћења паре као носиоца топлоте

У односу на друге могуће носиоце топлоте, као што су топла вода, врела вода, или термално уље, пара као носилац топлоте у системима за развод енергетских флуида у производним погонима у индустрији има следеће предности:

- пара је универзални грејни медијум;
- пара је веома ефикасан носилац топлоте, односно садржи велику количину енергије по јединици масе, што значи да се кроз цев мањег пречника може транспортовати већа количина енергије у поређењу са водом на једнаком притиску;
- способност да се ослобађа енергија на константној температури веома је важна за управљање осетљивим процесима у индустрији, што поједностављује пројектовање таквих процеса;
- чиста је, без боје и мириса;
- стерилна је, што омогућава њену примену у процесима стерилизације и влажења (када долази директно у додир са радним материјалом);
- може се директно мешати са великим бројем сировина које се загревају;
- може се узастопно користити у више процеса загревања на нижим температурама;
- дистрибутивни систем може се једноставно проширити ако постоје потребе за додавањем нових потрошача.

Недостаци паре као носиоца топлоте углавном се односе на губитке у систему и на потребу коришћења додатне скупе опреме.

Енергија се губи због следећих разлога:

- лаког истицања кроз прскотине или незаптивена места на цевоводима и арматури;

- неисправности одвајача кондензата;
- отпаравања или губитака кондензата;
- одмуљивања котлова.

Скупа опрема је потребна због:

- физичко-хемијске припреме сирове и напојне воде;
- искоришћења отпадне топлоте;
- праћења рада одвајача кондензата.

За инжењере који су задужени за одржавање система за производњу и дистрибуцију паре, као и за систем за поврат кондензата важно је да могу да израчунају јединичну цену произведене паре. За ту потребу може послужити следећи пример:

У котларници једне фабрике производи се сувозасићена пара притиска 10 bar<sub>aps</sub> ( $h''=2777,11$  kJ/kg). Ефикасност котла износи  $\eta_k=90\%$ , а кондензат се у потпуности враћа у котларницу ( $t_k=100$  °C,  $h_k=420$  kJ/kg). Доња топлотна моћ природног гаса који се користи као основно гориво износи  $H_d=33330$  kJ/m<sup>3</sup>.

Количина природног гаса који се користи за производњу 1 тоне сувозасићене паре у котловском постројењу износи:

$$B_G = \frac{1000 \cdot (h'' - h_k)}{H_d \cdot \eta_k} = \frac{1000 \cdot (2777,11 - 420)}{33330 \cdot 0,90} = 78,6 \frac{\text{m}^3}{\text{t}}$$

Уколико се у котларницу врати само 50% кондензата, при чему се енталпија свеже воде којом се надокнађује неввраћени кондензат занемари (ова претпоставка се уводи ради поједностављења израчунавања), количина природног гаса који се утроши у котларници по јединици произведене паре износи:

$$B_G = \frac{1000 \cdot (h'' - 0,5 \cdot h_k)}{H_d \cdot \eta_k} = \frac{1000 \cdot (2777,11 - 0,5 \cdot 420)}{33330 \cdot 0,90} = 85,6 \frac{\text{m}^3}{\text{t}}$$

Трошак за производњу паре ће се повећати за 8,9% у односу на случај када се враћа целокупна количина кондензата.

*Напомена:* Ради поједностављења, овде се не узимају у обзир трошкови за надокнаду неввраћеног кондензата, трошкови за хемијску припрему свеже воде, као ни трошкови за испуштени кондензат у канализацију.

## 8.2 НАМЕНА И ПОДЕЛА КОТЛОВА

Котао је уређај у коме се хемијска енергија горива процесом сагоревања трансформише у топлотну енергију продуката сагоревања високе температуре која се посредством размењивачких површина предаје радном флуиду за његово загревање, испаравање и евентуално прегревање на притиску вишем од атмосферског.

Као радни флуид (пријемник топлоте) најчешће се користи вода, док се ређе користе термичка уља отпорна на високе температуре.

Према намени, котлови се могу поделити у четири основне групе и то су: енергетски, индустијски, топлификациони и котлови утилизатори.

*Енергетски котлови* се користе у термоелектранама за производњу прегрејане водене паре која се експандира у парним турбинама у циљу производње електричне енергије.

*Индустијски котлови* служе за снабдевање различитих технолошких процеса паром, а често и за комбиновану производњу електричне и топлотне енергије.

*Топлификациони котлови* служе за производњу топлотне енергије за грејање зграда, блокова и насеља као и за производњу санитарне топле воде.

*Котлови утилизатори* намењени су за коришћење "отпадне" топлотне енергије, односно потпуно или делимично сагорелих продуката сагоревања из индустијских процеса.

У зависности од температуре и притиска радног флуида на излазу из котла котлови се деле на: парне, вреловодне и топловодне.

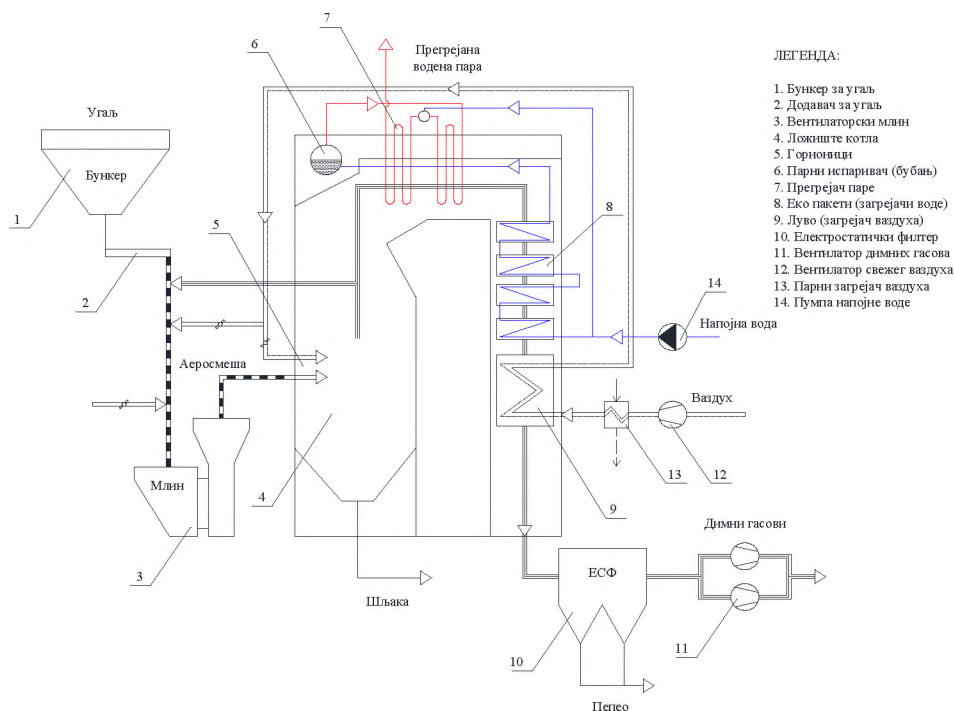
Према врсти горива која се користи у котловима они се деле на котлове на: чврсто, течна и гасовита гориво. Постоје котлови у којима се могу сагоревати различите врсте горива.

Према организацији струјања димних гасова и воде у котловима они се деле на стрмоцевне са водогрејним цевима и котлове са пламеном цеви (блок котлове).

### 8.2.1 Конструкција котлова

Основни елементи свих котлова су ложиште и размењивачке површине. У ложишту доминантан механизам размене топлоте представља зрачење, а у осталим размењивачким површинама принудна конвекција. Котловски добош (бубањ) постоји само код парних котлова са циркулацијом воде и у њему се врши раздвајање парне и течне фазе. Код котлова са малом воденом запремином предајник топлоте струји око водогрејне цеви, а пријемник топлоте кроз њу. На слици 8.4 шематски је приказан парни котао са малом воденом запремином (стрмоцевни котао са водогрејним цевима) у коме се сагорева угаљ у спрашеном стању. Код овог типа котла угаљ самлевен у вентилаторском млину се меша са загрејаним ваздухом и доводи у ложиште посредством горионика где се сагорева. Гасовити продукти сагоревања струје кроз гасни тракт котла преко размењивачких површина и помоћу вентилатора преко димњака избацују се у атмосферу. Испред вентилатора постављен је отпрашивач за издвајање летећег пепела из струје гасова. У гасном тракту котла постављени су размењивачи топлоте у којима се одвијају процеси загревања и испаравања воде, као и прегревања паре. Напојна вода се у котао доводи посредством напојне пумпе. Ваздух за сагоревање преко вентилатора свежег ваздуха одводи се прво у парни загрејач, а затим у котловски загрејач ваздуха (тзв. Луво). Чврсти остаци сагоревања који потичу од минералних материја из горива деле се на два дела. Један део у облику шљаке остаје у ложишту и одводи се из ложишног левка. Остатак у виду летећег пепела напушта ложиште са гасовима и већим делом се издваја у

отпрашивачу. Котловски озид са изолацијом и оплатом има двоструку улогу - да спречи продор димних гасова из котла у околину и да спречи прекомерно одавање топлоте околини.

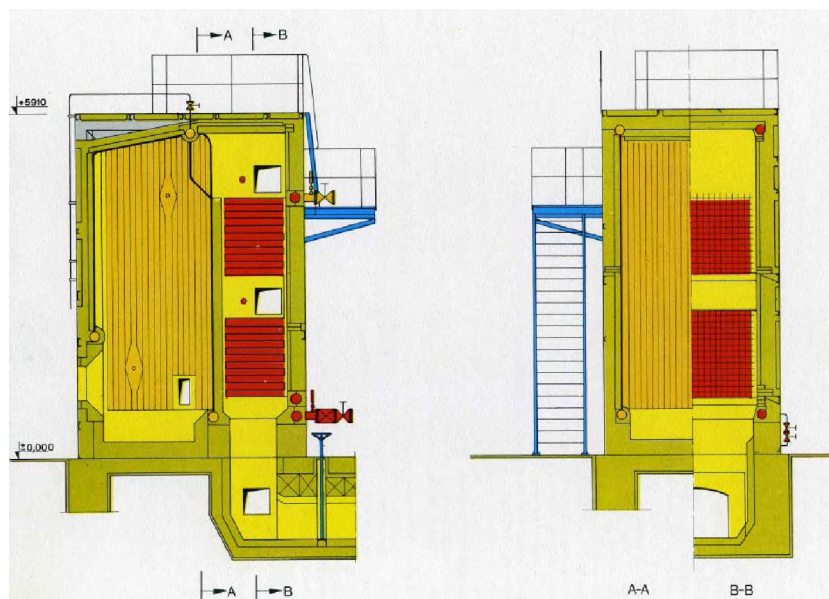


Слика 8.4 Парни котлоу продукције 70 t/h на чврсто гориво (угаљ) – сагоревање угљеног праха у лету [8.2]

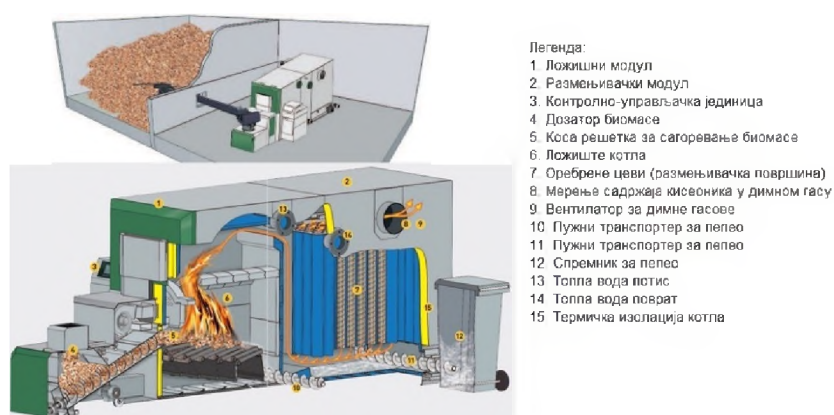
На слици 8.5 приказан је пресек вреловодног котла за сагоревање течног горива (тешког уља за ложење-мазута). Гориво и ваздух се уводе у ложиште преко горионика који је постављен на чеоном зиду котла. По правилу, течно гориво се пре увођења у котлоу предгрева до 120 °C због бољег распршивања и формирања гориве смеше са ваздухом. Вода се преко напојне пумпе уводи прво у један, па други пакет загрејача, а затим и у вертикалне цеви којима је екранисано ложиште котла.

На слици 8.6 приказан је пресек топоводног котла за сагоревање чврстог горива у форми дрвене сечке. Овај тип котлова постао је више заступљен у последњој деценији због пораста цене фосилних горива и еколошких захтева који промовишу коришћење обновљивих извора енергије. Гориво се доводи у ложиште котла из дневног или сезонског складишта преко пужног транспортера. Котлоу се састоји из ложишног и размењивачког модула. У ложишном модулу се на косој решетки врши сагоревање горива уз присуство ваздуха који се доводи посредством вентилатора. У размењивачком модулу продукти сагоревања струје унутар димних цеви око којих циркулише вода. Цеви су додатно оребрене ради повећавања расположиве површине

за размену топлоте. Охлађени производи сагоревања се помоћу вентилатора и димњака одводе у атмосферу. Несагорели остаци (пепео) такође се одводе из ложишног и размењивачког модула преко пужних транспортера до одговарајућег spremника.



Слика 8.5 Вреловодни котлоу снаге 4,6 MW на течнo гориво (мазут) [8.3]



Слика 8.6 Топловодни котлоу снаге 1,5 MW на чврсто гориво (дрвена сечка)

Групи котлова са великом воденом запремином припадају цилиндрични котлови са пламеним и димним цевима који се називају још и блок котлови. Овај тип котлова нарочито је заступљен у процесној индустрији. Код ових котлова производи сагоревања струје кроз пламену и димне цеви, док се око цеви налази радни флуид

(пријемник топлоте). На слици 8.7 приказан је типични индустријски парни блок котла у коме се сагорева гасовито гориво. Сагоревање горива се одвија у пламеној цеви, а продукти сагоревања затим пролазе кроз задњу скретну комору и улазе у димне цеви тзв. друге промаје; гасови даље струје до предње скретне коморе и улазе у димне цеви тзв. треће промаје. На димне цеви треће промаје наставља се излазна комора одакле продукти сагоревања струје ка димном каналу. Код котлова новије конструкције уобичајено је да се између излазне коморе и димног канала постави додатни размењивач топлоте који се још назива економизер. Улога овог размењивача је да се додатно охладе продукти сагоревања и тиме повећа степен корисности котла.

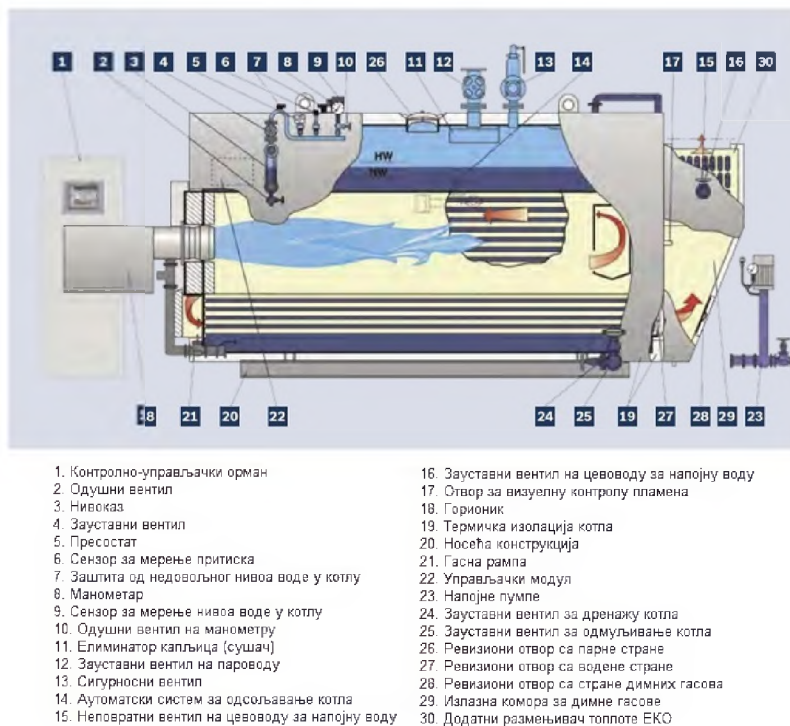


Слика 8.7 Индустријски парни котлаo продукције 8 t/h на гасовито гориво [8.4]

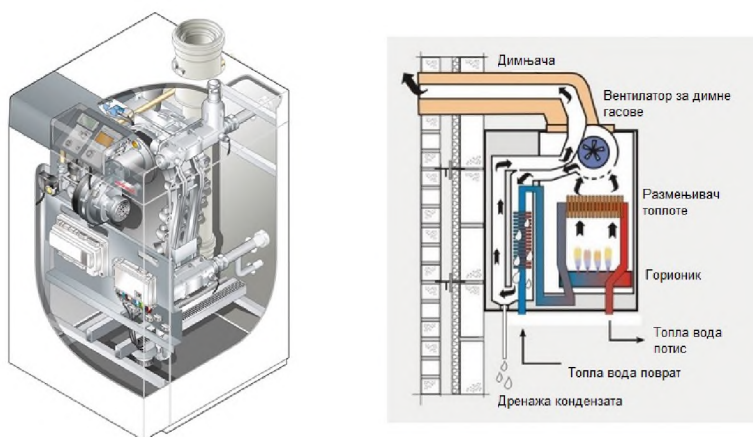
На слици 8.8 приказан је пресек парног блок котла са пратећим помоћним елементима, котловском и сигурносном арматуром.

У новије време у процесној индустрији све чешће су у употреби топоводни котлови који сагоревају гасовито гориво са кондензационом технологијом. Они се одликују компактном конструкцијом и користе се за снабдевање топлотом технолошких процеса који не захтевају високе температуре. На слици 8.9 приказан је пресек типичног кондензационог котла који користи гасовито гориво. Котлови могу бити самостојећи или предвиђени за монтажу на зид. Овај тип котлова одликује се високом ефикасношћу због тога што се водена пара из продукта сагоревања кондензује на размењивачким површинама тако да је могуће у већој мери искористити и латентни део топлотне енергије продукта сагоревања. Поред тога, кондензација утиче на повећање коефицијента пролаза топлоте.





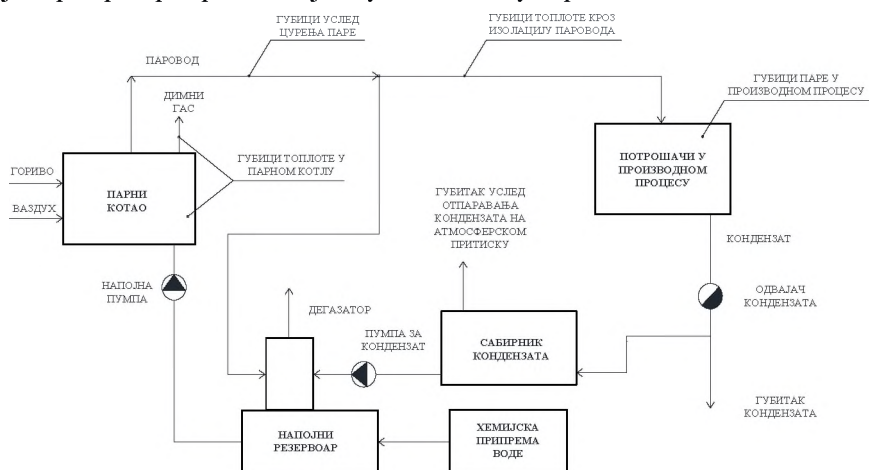
Слика 8.8 Пресек парног блок котла са помоћним елементима, котловском и сигурносном арматуром [8.5]



Слика 8.9 Топловодни котао снаге 90 kW са кондензационом технологијом [8.6]

### 8.2.2 Елементи котловског постројења

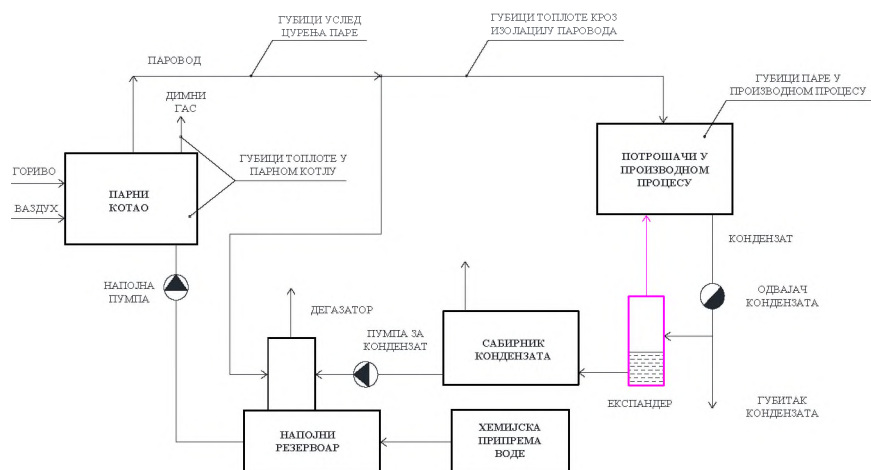
У циљу повећања ефикасности трансформације хемијске енергије горива, модерни котлови опремљени су већим бројем помоћних уређаја који заједно са котлом чине котловско постројење. На слици 8.10 приказана је шема парног-котловског постројења са сабирником кондензата који ради на атмосферском притиску. Услед губитака паре у дистрибутивном систему, као и губитака кондензата код крајњих потрошача топлотне енергије неопходно је предвидети допуну система свежом напојном водом. Како би се спречило стварање наслага и кородивно дејство у систему са водене стране, напојна вода мора да буде одређеног квалитета у погледу допуштене концентрације растворених минерала и гасова, као и других особина. Свежа вода се третира у постројењу за хемијску припрему воде (ХПВ) и одводи у дегазатор где се врши издвајање кисеоника и угљен-диоксида из напојне воде посредством водене паре. Хемијски и термички третирана напојна вода се из напојног резервоара преко напојне пумпе одводи у парни котлоу.



Слика 8.10 Парно котловско постројење – атмосферски сабирник кондензата

Кондензат од потрошача је обично на притиску вишем од атмосферског. У том случају приликом увођења кондензата у сабирник у коме влада атмосферски притисак долази до отпаривања дела кондензата који се неповратно губи у атмосферу. Да би се спречили губитци топлоте са отпарком, у зависности од броја и врсте потрошача паре у систему, могуће је делимично или у потпуности искористити енергију отпарка посредством експандера (слика 8.11). Експандер је посуда у којој влада притисак нижи од притиска кондензата који долази од једног дела потрошача, а виши од атмосферског притиска. Издвојени отпарак у експандеру се води до потрошача паре који раде на притиску који влада у експандеру, а издвојени кондензат се одводи у сабирник кондензата.

На слици 8.12 приказана је конфигурација опреме у једној типичној парној котларници у индустрији.



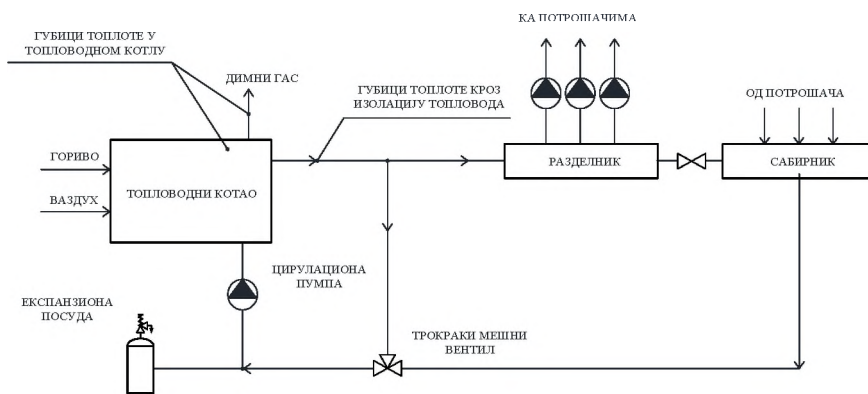
Слика 8.11 Парно котловско постројење – пример коришћења енергије отпарка

На слици 8.13 приказана је технолошка шема топоводне котларнице. Циркулација воде одвија се у затвореном систему, при чему се притисак одржава преко експанзионе посуде. У котловском кругу циркулација се обезбеђује циркулационом пумпом. Топла вода из котла се води преко разделника циркулационим гранским пумпама према појединим групама потрошача. Вода од потрошача прикупља се у сабирнику и води назад према котлу. У систему се налази трокраки мешни вентил чија је улога да обезбеди довољно високу температуру воде на улазу у котлао како би се спречила нискотемпературска корозија на размењивачким површинама котла.

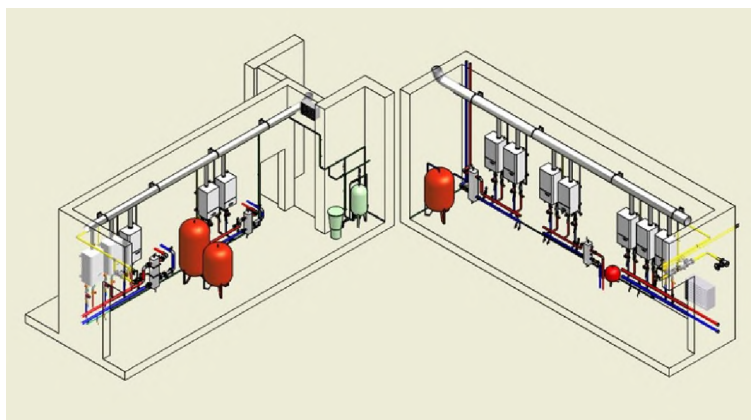
На слици 8.14 приказана је конфигурација опреме у једној типичној топоводној котларници у индустрији са каскадно спрегнутим кондензационим гасним котловима. Основна предност оваквог система је висока ефикасност и флексибилност у раду са широким опсегом расположиве топлотне снаге.



Слика 8.12 Типична парна котларница у индустрији [8.4]



Слика 8.13 Технолошка шема топоводне котларнице



Слика 8.14 Каскадно спрегнути кондензациони гасни котлови

### 8.2.3 Губици топлоте у котловима и одређивање степена корисности

Одређивање степена корисности котла је стандардизовано према стандарду SRPS EN 12952-15. Стандардом су предвиђена директна и индиректна метода за одређивање степена корисности котла.

Степен корисности котла дефинише се као количник корисне у уложене топлотне снаге:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{kor}}{\dot{Q}_{ul}}$$

где су:

- $\dot{Q}_{ul}$ , уложена топлотна снага

$$\dot{Q}_{ul} = \dot{V} \cdot H_d$$

- $\dot{B}$ , потрошња горива (kg/s, m<sup>3</sup>/s);
- $H_d$ , доња топлотна моћ горива (kJ/kg, kJ/m<sup>3</sup>);

Корисна топлотна снага у случају топоводног котла (kW) износи

$$\dot{Q}_{kor} = \dot{m}_v \cdot c_p \cdot (t_{iz} - t_{ul})$$

где су:

- $\dot{m}_v$ , масени проток воде у котлу (kg/s);
- $c_p$ , специфични топлотни капацитет воде при сталном притиску (kJ/(kg·K));
- $t_{iz}$ , температура воде на излазу из котла (°C);
- $t_{ul}$ , температура воде на улазу у котла (°C);

У случају парног котла који производи сувозасићену водену пару корисна топлотна снага (kW) је

$$\dot{Q}_{kor} = \dot{m}_p \cdot (h'' - h_{nv})$$

- $\dot{m}_p$ , масени проток сувозасићене паре на излазу из котла (kg/s);
- $h''$ , специфична енталпија сувозасићене паре на излазу из котла (kJ/kg);
- $h_{nv}$ , специфична енталпија напојне воде на улазу у котла (kJ/kg).

Приликом одређивања степена корисности код котлова индиректном методом, корисна топлотна снага дефинише се као разлика уложене топлотне снаге и губитака топлоте у систему:

$$\dot{Q}_{kor} = \dot{Q}_{ul} - \dot{Q}_{gub}$$

где су губици топлоте

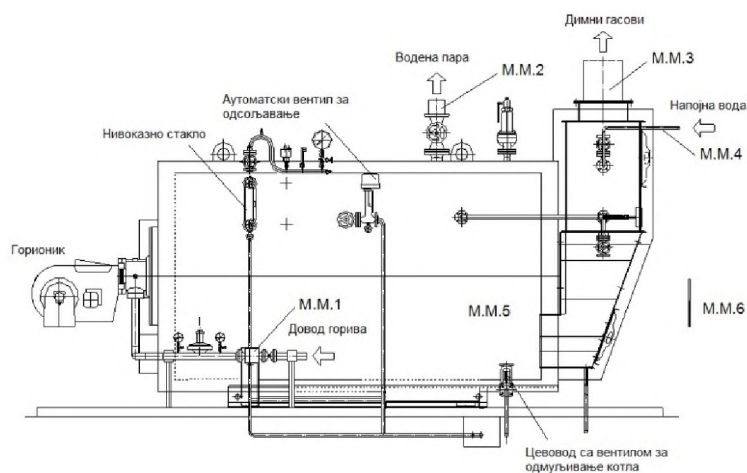
$$\dot{Q}_{gub} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 + (\dot{Q}_5)$$

- $\dot{Q}_1$ , губитак топлоте са димним гасовима;
- $\dot{Q}_2$ , губитак топлоте услед хемијске непотпуности сагоревања;
- $\dot{Q}_3$ , губитак топлоте услед механичке непотпуности сагоревања;
- $\dot{Q}_4$ , губитак топлоте услед спољашњег расхлађивања;
- $\dot{Q}_5$ , губитак топлоте услед одмуљивања и одсољавања котла.

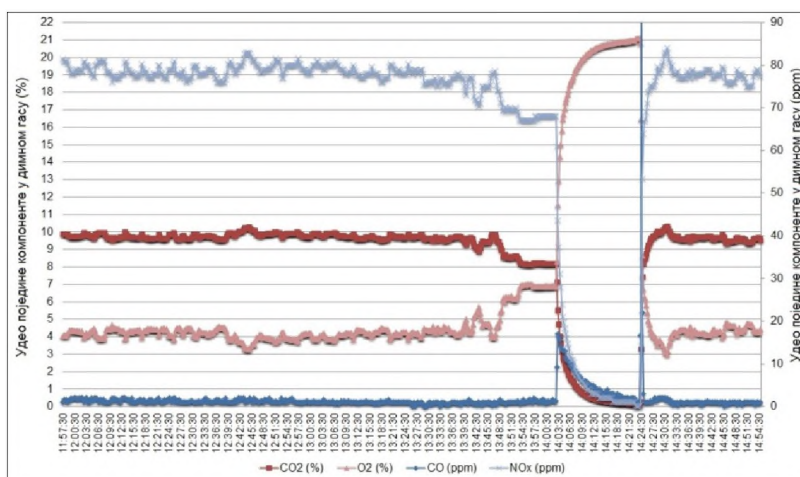
Стандардом је прописано да се у току спровођења мерења у циљу одређивања степена корисности котлова не врши одмуљивање и одсољавање тако да губитак  $\dot{Q}_5$  не улази у прорачун иако у реалним радним условима он постоји.

На слици 8.15 приказана је шема парног блок котла са позицијом мерних места за одређивање степена корисности. У табели 8.1 дат је списак и опис мерних места за одређивање степена корисности парног котла према директној и индиректној методи.

На слици 8.16 у форми дијаграма приказане су измерене вредности састава продуката сагоревања гаса на индустријском котлу који користи природни гас као гориво. Просечне измерене вредности, осредњене за период од 3 h приказане су у табели 8.2. На слици 8.17 приказан је пример топлотног биланса парног котла и парно-кондензационог система на коме се могу уочити најзначајнији губици топлоте у систему. Сопствена потрошња котла односи се на пару која се потроши у напојном резервоару за дегазацију и термичку припрему свеже воде из ХПВ-а и враћеног кондензата.



Слика 8.15 Шема парног котла који користи природни гас са приказаним мерним местима за одређивање степена корисности



Слика 8.16 Измерене вредности састава продуката сагоревања

Табела 8.1 Списак мерних места за одређивање степена корисности парног котла

Мерно место	Директна метода	Индиректна метода
М.М.1	-Мерење протока горива -Мерење температуре горива	-
М.М.2	-Мерење протока сувозасићене паре -Мерење притиска сувозасићене паре	-Мерење притиска сувозасићене паре
М.М.3	-Мерење протока димних гасова -Мерење температуре димних гасова -Мерење састава димних гасова	-Мерење температуре димних гасова -Мерење састава димних гасова
М.М.4	-Мерење протока напојне воде -Мерење температуре напојне воде	-
М.М.5	-Мерење температуре плашта котла	-Мерење температуре плашта котла
М.М.6	-Мерење температуре околног ваздуха	-Мерење температуре околног ваздуха

Табела 8.2 Просечне измерене вредности састава димног гаса

Удео CO <sub>2</sub> у димним гасовима	%	9,6
Удео CO у димним гасовима	ppm	1,1
Удео O <sub>2</sub> у димним гасовима	%	4,4
Удео SO <sub>2</sub> у димним гасовима	ppm	0
Удео NO <sub>x</sub> у димним гасовима	ppm	77
Температура димних гасова, $t_{dg}$	°C	206

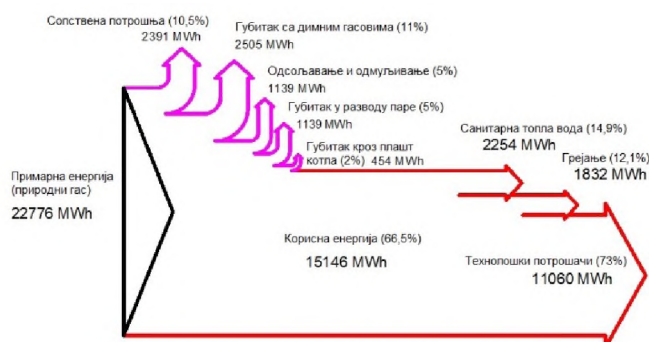
Табела 8.3 Типичне вредности степена корисности котлова у зависности од типа котла и врсте горива

Тип котла	Степен корисности	Гориво
Конвенционални (старе конструкције)	65-72	Чврсто
Конвенционални (комбиновани)	70-75	Чврсто/течно
Конвенционални (једно гориво)	80-90	Чврсто
Конвенционални (једно гориво)	85-90	Течно/гасовито
Нискотемпературни	90-95	Течно/гасовито
Кондензациони	>95	Гасовито

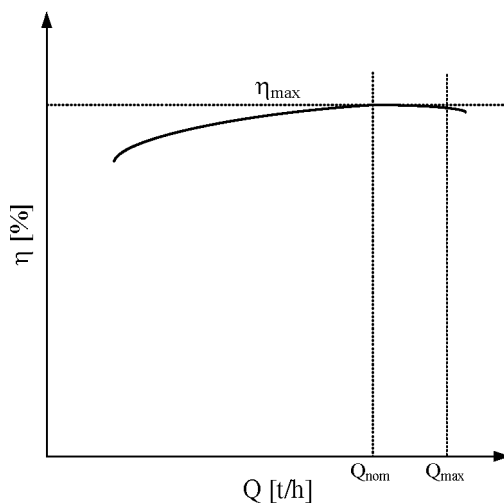
По правилу, степен корисности котла највећи је када котло ради при номиналној продукцији паре, односно при номиналном капацитету (слика 8.18). Највећа количина паре коју котло може да производи неограничено време је номинална



продукција или номинални капацитет котла и представља масени проток паре на излазу из котла,  $Q_{nom}$  [kg/s или t/h]. Најмања продукција при којој котло производи пару пројектованих параметара (температура и притисак) је технички минимум котла,  $Q_{min}$  [kg/s или t/h]. Притисак на коме се врши испаравање воде је радни притисак котла  $p_k$  [bar].



Слика 8.17 Топлотни биланс парног котла и парно-кондензационог система



Слика 8.18 Зависност степена корисности котла од продукције паре

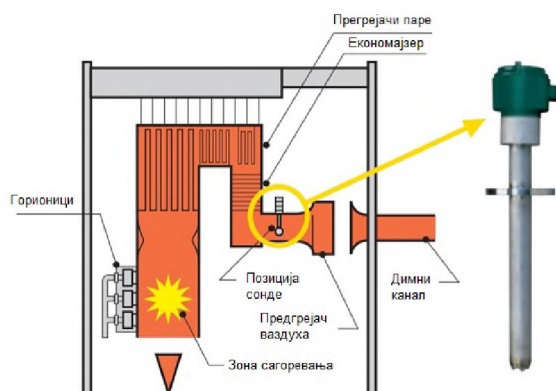


#### 8.2.4 Мере за повећање степена корисности котлова

Мере за повећање степена корисности котлова су:

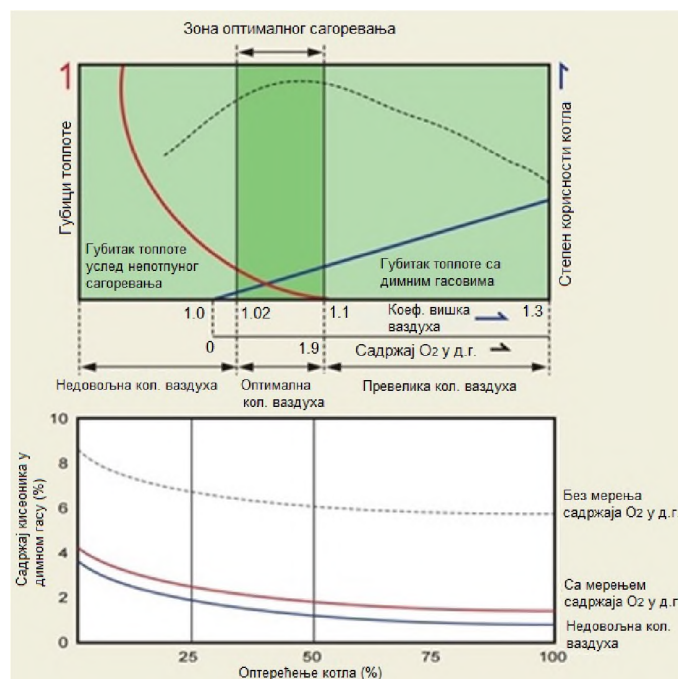
1. аутоматска регулација протока ваздуха за сагоревање према мерењу садржаја кисеоника у димном гасу;
2. аутоматско одсољавање парног котла на основу мерења електричне проводности котловске воде;
3. уградња додатног размењивача топлоте (економајзера) за коришћење топлоте димних гасова;
4. визуелни и термографски надзор пламена;
5. предгревање ваздуха за сагоревање;
6. термичка изолација плашта котла;
7. редовна инспекција котловске арматуре;
8. рад котла са устаљеним режимом при капацитету блиским номиналном (усклађивање капацитета котла са реалним потребама потрошача).

На слици 8.19 приказана је позиција сонде за континуално мерење садржаја кисеоника у продуктима сагоревања. Код индустријских котлова најзаступљеније су сонде са цирконијум-оксид сензором. На основу мерења садржаја кисеоника у продуктима сагоревања, може се управљати бројем обртаја вентилатора за ваздух чиме се у сваком тренутку садржај кисеоника и вредност коефицијента вишка ваздуха за сагоревање одржавају на оптималном нивоу према датој врсти и квалитету горива. Применом овог система, губици топлоте са продуктима сагоревања свде се на најмању могућу меру и спречава се повећана емисија угљен-моноксида која може да настане услед недовољне количине ваздуха за сагоревање, што је илустровано на слици 8.20. Оптималне вредности коефицијента вишка ваздуха за природни гас крећу се у границама од 1,05 до 1,1.



**Слика 8.19** Позиција сонде за мерење садржаја кисеоника у продуктима сагоревања  
Поред континуалног мерења запреминског удела кисеоника пожељно је мерити и удео угљен-моноксида, будући да се ова компонента може појавити у продуктима

сагоревања ако се превише смањи количина ваздуха за сагоревање тиме што се жели оптимизирати, односно свести садржај кисеоника на најнижу могућу меру.

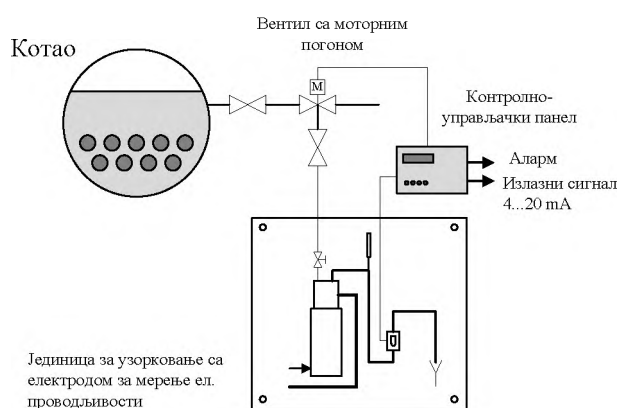


**Слика 8.20** Ефикасност котла у зависности од коефицијента вишка ваздуха за сагоревање и типичне вредности садржаја кисеоника у димном гасу у зависности од оптерећења котла

Код парних котлова са природном и принудном циркулацијом, у добошу котла врши се раздвајање водене и парне фазе, при чему се паром одводи знатно мања количина минералних примеса, него што се напојном водом доводе, што изазива повећање њихове концентрације у води која кружи у котлу. Ово може да доведе до повећања концентрације непожељних компоненти изнад дозвољених вредности и стварања чврстих наслага на цевима у котловском систему. Због тога је потребно организовати одвођење минералних примеса из котла што се назива одсољавањем. Упоредно са одсољавањем предвиђа се и периодично одмуљивање котла.

Одсољавање и одмуљивање најчешће се спроводе тако што се из котла преко ручног запорног вентила повремено испусти одређена количина воде, при чему се квалитет воде и количина минералних материја проверавају хемијским анализама. Губитак топлоте услед одвођења воде из котла може бити значајан с обзиром да је вода прегрејана на притиску који влада у котлу. Применом система за аутоматско одсољавање парног котла (слика 8.21) може се у значајној мери смањити количина

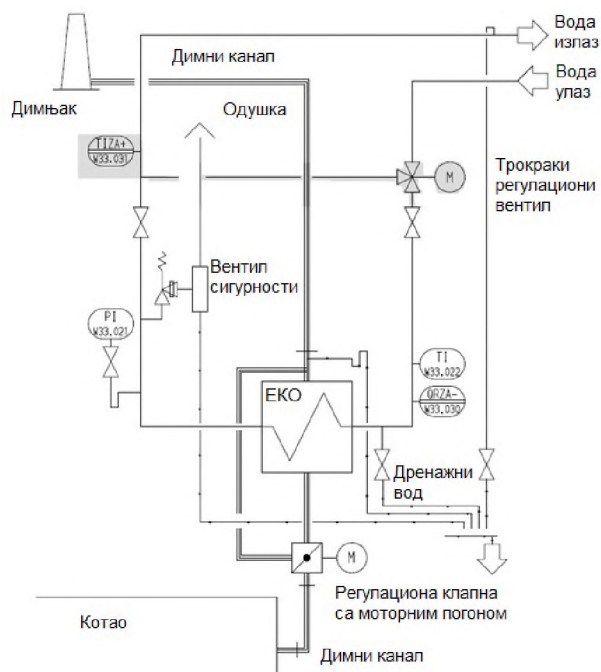
воде која се испусти из котла чиме се директно смањују губици на котлу. Систем функционише тако што се преко сензора (електроде) континуално мери електрична проводљивост воде. Уколико електрична проводљивост порасте преко одређене границе, типично  $4000 \mu\text{S}/\text{cm}$ , преко вентила са моторним погоном испушта се котловска вода све док се проводљивост воде у котлу не врати у дозвољене границе. Енергију воде од одмуљивања и одсољавања могуће је искористити (преко експандера или размењивача топлоте) пре него што се одведе у одмуљну јаму и даље у канализацију.



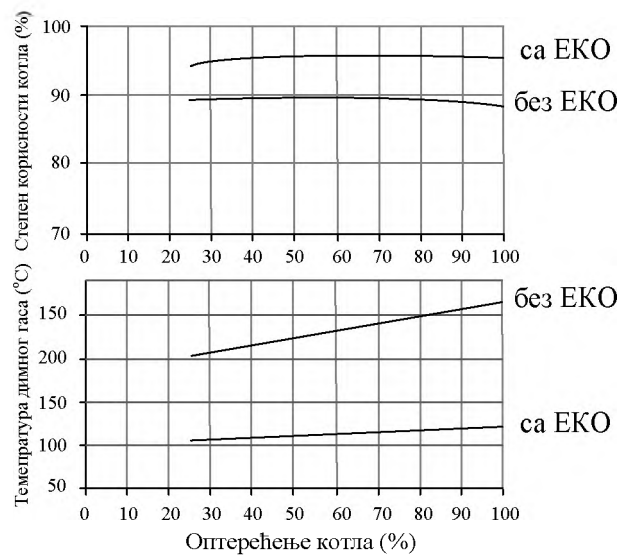
Слика 8.21 Систем за аутоматско одсољавање парног котла

Температура продуката сагоревања код парних котлова, нарочито старије конструкције, може прелазити  $150 \text{ }^\circ\text{C}$ . У циљу коришћења расположиве енергије продуката сагоревања могуће је у димном каналу, након котла, уградити додатни размењивач топлоте (економајзер). Код котлова у којима се сагорева природни гас могуће је применити и размењивач са кондензационом технологијом ради повећања његове ефикасности. Технолошка шема оваквог система је приказана на слици 8.22.

Уколико котлао као алтернативно (резервно) гориво користи течна горива (лож уље или мазут) испред економајзера поставља се клапна са моторним погоном која преусмерава продукте сагоревања у обилазни вод. На овај начин се спречава кондензација водене паре из продуката сагоревања и ниско-температурска корозија услед присуства сумпор-диоксида. Ефекти уградње економајзера на ефикасност котла и температуру димног гаса илустровани су на слици 8.23.

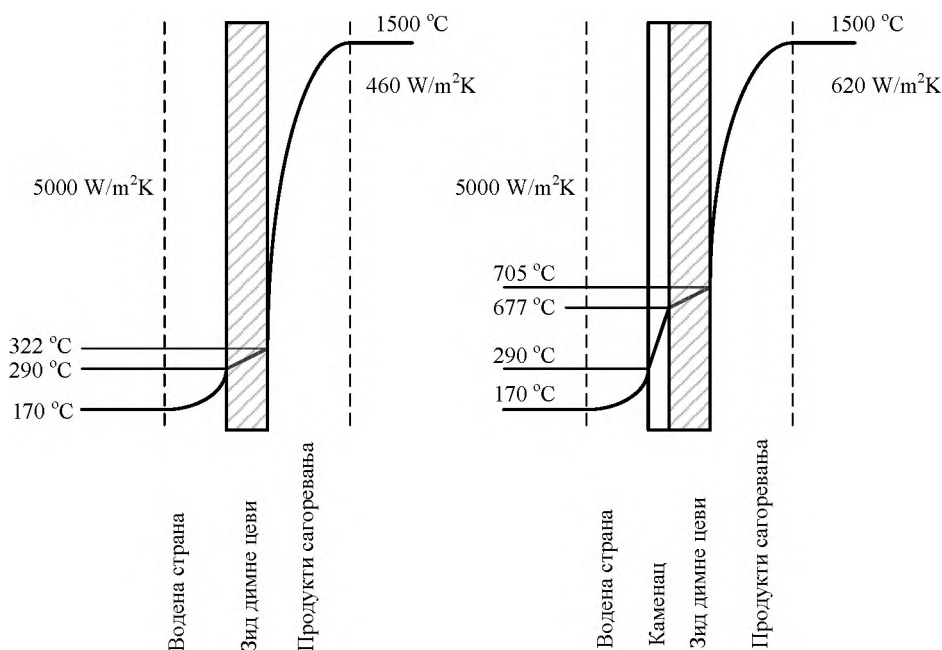


Слика 8.22 Технолошка шема додатног размењивача топлоте (економајзера) у димном каналу котла



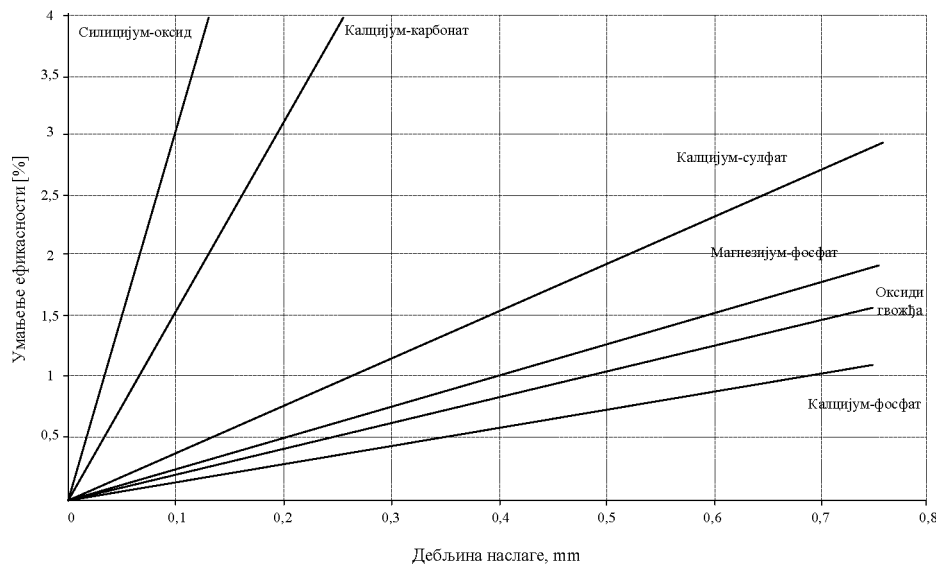
Слика 8.23 Ефекти уградње економајзера на ефикасност котла и температуру димног гаса

Запрљање размењивачких површина код котла значајно утиче на снижење степена корисности котла, али и на појаву прегревања цеви, као и на непожељну појаву корозије. Запрљање се може јавити како на воденој страни размењивачке површине, тако и на страни која је у додиру са продукцима сагоревања код котла. На слици 8.24 приказан је ефекат наслага каменца на размењивачкој површини код котла. Појава запрљања на размењивачким површинама котла пре свега је последица начина рада и управљања котловским постројењем. Запрљање размењивачке површине на страни продуката сагоревања односи се на насlage чађи, пепела и шљаке (истопљеног пепела), при чему ове насlage утичу на повећане отпора транспорту топлоте, али може изазвати и појаву корозије. Са друге стране, каменац представља чврсте насlage различитих соли на воденој страни размењивачке површине. Он утиче на драстично повећање отпора транспорту топлоте и може изазвати локално прегревање материјала цеви.



Слика 8.24 Ефекат наслага каменца на размењивачкој површини котла

На слици 8.25 приказан је ефекат насlage каменца (различитог састава) на смањење ефикасности котла. Може се приметити да најнегативнији утицај има каменац који у свом саставу доминантно има силицијум-оксид и калцијум карбонат. Тако, дебљина наслага од 0,1 mm које у свом саставу имају силицијум-оксид умањује ефикасност котла за 3,25%, односно за насlage исте дебљине на бази калцијум-карбоната умањује се ефикасност котла за 1,6%. Запрљање размењивачких површина може се манифестовати повишењем температуре димног гаса.



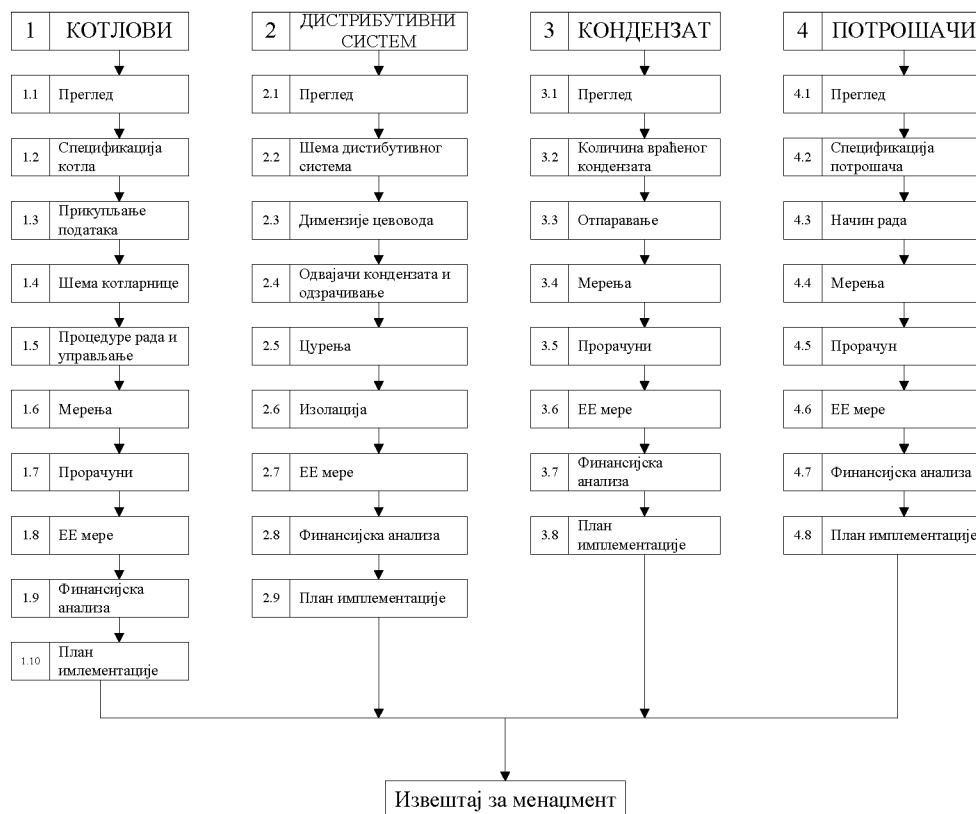
Слика 8.25 Ефекат наслага каменца на снижење ефикасности котла

### 8.3 ЕЛЕМЕНТИ СИСТЕМА ЗА ДИСТРИБУЦИЈУ ПАРЕ И ПОВРАТ КОНДЕНЗАТА

Да би се утврдио ниво енергетске ефикасности система за производњу и дистрибуцију паре и поврат кондензата, неопходно је урадити анализу свих компонаната датог система. На слици 8.26 приказана је шема енергетског прегледа овог система. Први корак представља преглед инструментације и онога што се оперативно користи од мерења код вођења овог система. У многим случајевима постоји читав низ мерних инструмената и записа мерења, али се они заправо не користе за вођење и контролу процеса, односно као параметри који могу послужити за унапређење и оптимизацију процеса. Није неопходно имати софистициране мерно-управљачке системе, већ је потребно имати поуздана и прецизна мерења. Уколико се прегледом утврди да постојећа инструментација система није довољна за праћење свих релевантних параметара, први корак би подразумевао да се овај систем допуни и да се инсталирају сви неопходни мерни инструменти.

Узроци губитака код система за дистрибуцију паре се могу сврстати у три групе:

- грешке у пројектовању или извођењу;
- истицање паре кроз пукотине или незаптивена места на цевоводима и арматури;
- топлотни губици са површина цеви и арматуре у околину.



Слика 8.26 Шема енергетског прегледа система за производњу и дистрибуцију паре и поврат кондензата

Постоји више питања везаних за пројектовање паровода, али овде ће бити обрађени само њихови главни аспекти који су везани за могуће изворе проблема у функционисању развода паре и губитака енергије.

### 8.3.1 Избор притиска у дистрибутивном систему

Избор притиска је стратешка одлука која захтева посебну пажњу. Ефикасност система за дистрибуцију паре у дужем временском периоду зависи од ове одлуке. Када се дефинише опрема и читав систем изгради за одређени притисак, веома је тешко касније модификовати овакав систем. Притисак паре се пре свега дефинише на основу температуре коју захтева потрошач паре у систему. У индустрији се користи, по правилу, сувозасићена пара и то из два разлога:

- код сувозасићене паре је са радним притиском једнозначно дефинисана температура паре и
- коефицијент пролаза топлоте уз филмску кондензацију при загревању сувозасићеном паром већи је за ред величина него без кондензације.

Да би се смањили инвестициони трошкови на најмању могућу меру, потребно је трасу ценовода водити најкраћим путем до потрошача и користити најмањи могући пречник цеви. У исто време поставља се захтев смањења губитака притиска у ценоводу и губитака енергије преко површине цеви у околину на најнижу могућу вредност. Како би се испунили ови захтеви, неопходно је размотрити већи број контрадикторних фактора. Пара вишег притиска заузима мању запремину. На основу претходно реченог, иста количина топлоте може се преносити цевима мањег пречника. Међутим, у овом случају могућност цурења је већа док је температура површине цеви виша. Наведени фактори могу резултовати већим губитком топлоте са неизолованих делова ценовода и арматуре или на спојевима ценовода.

За било који притисак паре трошкови монтаже цеви мањег пречника су нижи. Међутим, пад притиска у цевима мањег пречника је већи због веће брзине протицања.

За више притиске паре инвестиција за котло је већа, а губици енергије на самом котлу могу бити већи (због више температуре продуката сагоревања).

Уколико је нижи притисак паре довољан за технолошки процес, погонски трошкови котла ће бити нижи, али, због уградње ценовода већег пречника, трошкови материјала и монтаже ценовода ће бити виши. Цеви већег пречника имају нижу температуру површине, али и већу површину са које се одаје топлота околини. Како се топлота испаравања повећава са снижењем притиска, за нижи притисак потребна је мања количина паре која ће задовољити потребе процеса.

Уколико се користе различити нивои притисака паре код потрошача, прибегава се решењу транспорта паре вишег притиска до потрошача и редукција паре на захтевани радни притисак у непосредној близини потрошача. Као што је на почетку овог поглавља напоменуто, при изенталпском пригушењу долази до благог прегревања сувозасићене паре, па је тако у редукционим станицама потребно убризгавати кондензат на радном притиску станице како би се обезбедио излаз сувозасићене паре из редукционе станице.

Све претходно наведено показује да избор радног притиска има значајан утицај на трошкове енергије у систему за дистрибуцију паре. Неопходно је спровести техно-економску анализу која ће узети у обзир све ове факторе.

### **8.3.2 Димензионисање ценовода дистрибутивног ценовода**

Димензионисање ценовода је веома важно. Предимензионисане цеви условљавају повећање инвестиционих трошкова и веће одавање топлоте преко загрејаних површина. Поступак одређивања пречника цеви започиње усвајањем брзине струјања паре. Препорука за брзину протицања паре за мање дужине ценовода и засићену пару из котла је 20 – 30 m/s. Повећањем дужине ценовода, проблем пада притиска долази до изражаја, па су брзине струјања паре мање. За сувозасићену пару могу се узети у разматрање и брзине струјања од 40 m/s. Међутим, при овим брзинама струјања



долази до хабања делова уређаја за мерење протока паре, а такође до повећања нивоа буке.

Падови притисака кроз цевоводе и арматуру везани су првенствено за брзину струјања, али и за хрпавост цеви. У току експлоатационог века долази до промене хрпавости цевовода, па се тако и пад притиска током времена може мењати.

### 8.3.3 Извори грешака и решења код цевовода за дистрибуцију паре

Повећањем удела влаге у пари смањује се расположива количина топлоте и значајно се смањује ефикасност транспорта топлоте. Пари степена сувоће 0,95 смањује се латентна топлота за 5 %. Услед губитка топлоте дуж цевовода количина кондензата се повећава. Овај кондензат је неопходно одвести из система. Подстанице за редукцију притиска паре су веома корисне јер оне имају ефекат сушења паре. У случају да у систему долази до великих падова притиска, пара ће од сувозасићене прећи у благо прегрејану. Међутим, прегрејаност паре се смањује услед губитака топлоте кроз зидове цеви дуж цевовода, па се ови ефекти међусобно поништавају.

Приликом стартовања система из хладног стања, пара ће се кондензовати у дистрибутивном цевоводу и код самих потрошача у погонима. Неопходно је предвидети добро одвођење насталог кондензата. У противном, долази до хидрауличних удара у инсталацији и до потешкоћа у стартовању и у снабдевању потрошача паром, као и до залеђивања деоница током дужих застоја у зимским условима. На критичним местима треба задржати кондензат и одвести га тако да не дође до губитака паре. Линије за одвајање кондензата морају бити димензионисане тако да омогуће одвод целокупног насталог кондензата приликом покретања система. Паровод треба да буде тако постављен да има нагиб у смеру струјања паре ка местима за одвајање кондензата. Препорука за нагиб цевовода је до 4‰, а размак између места на којима се врши одводњавање (одвођење кондензата) је 30–50 m.

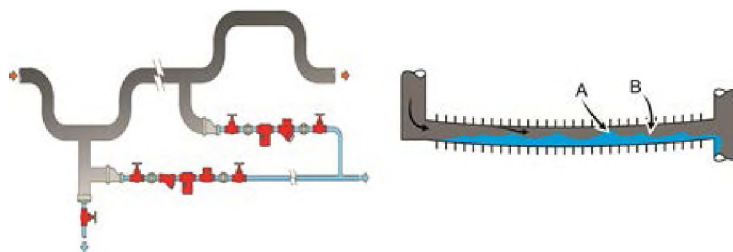
Неопходно је обратити пажњу и на следеће:

- одвајачи кондензата су посебно ефикасни на местима промене правца цевовода (пре вертикалних деоница);
- неопходно је добро пројектовати ослонце цевовода јер се кондензат сакупља у најнижим тачкама цевовода (угиби услед тежине);
- редукције пречника паровода треба радити ексцентрично, да би се на тим местима избегло нагомилавање кондензата;
- изводе појединих грана из главног паровода треба радити са врха, а не са нижег дела цеви.

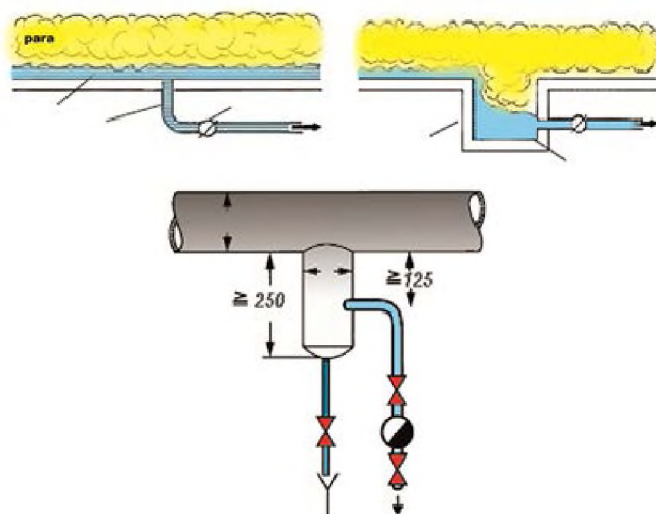
Димензија прикључка за дренажу паровода од великог је значаја, с обзиром да од тога директно зависи ефикасност уклањања кондензата из паровода. Цевни прикључак мора бити довољних димензија како би обезбедио несметано прикупљање и одвођење кондензата насталог у пароводу.

Кондензат се јавља у нижим деловима цевовода и због кондензације паре која остаје у цевоводу при заустављању процеса. Када се систем поново стартује, пара која

протиче брзином од око 20 m/s носи заостали кондензат све до прве препреке (вентил, промена правца ценовода итд.) и долази до хидрауличких удара (слика 8.27). Уколико се конфигурација ценовода не може мењати, ради ефикасног уклањања кондензата из ценовода и спречавања хидрауличких удара, потребно је поставити дренажни вод на свим критичним местима, посебно испред промене правца ценовода. Хидраулички удари могу у неким случајевима потпуно разорити ценовод. На слици 8.28 дата су два случаја – лоше и добро извођење одводњавања паровода као и препорука за димензије прикључка за одводњавање.



**Слика 8.27** Одводњавање паровода (слика лево), појава хидрауличног удара због неправилног ослањања ценовода (слика десно) [8.1]



**Слика 8.28** Неправилно (лево) и правилно (десно) изведена инсталација за одводњавање паровода, димензије прикључка за одводњавање паровода (доле) [8.1]

Остале мере везане за пројектовање и извођење инсталације односе се на правилно дефинисање трасе и конфигурације паровода како би се обезбедиле несметане дилатације ценовода. Ово је нарочито важно код дугих и правих деоница паровода.

Обезбеђењем правилног дилатирања цевовода смањују се напрезања цевовода, а тиме и могућност цурења паре или кондензата.

Арматура (запорна, регулациона, сигурносна) је неопходан елемент сваког цевовода.

У циљу уштеде енергије потребно је:

- изоловати арматуру где год је то могуће због њихове велике површине за размену топлоте;
- проверити да ли је арматура адекватно димензионисана;
- репарирати или заменити арматуру код које је уочено цурење.

Запорну арматуру (вентиле) никада не треба остављати благо отвореном, јер услед велике брзине паре кроз мале отворе, долази до ерозије седишта вентила чиме се спречава потпуно затварање протока.

Вентили непотребно великог називног пречника представљају места губитка енергије и имају веће трошкове изоловања. Уколико се вентил користи само као запорни, његов називни пречник треба да буде такав да обезбеди минимални пад притиска.

### 8.3.4 Редукција притиска

Да би се уштедела енергија неопходно је:

- обезбедити коришћење паре при најнижем могућем притиску;
- размотрити да ли је правилно изведена редукција притиска заједно са прегревањем паре и да ли се потрошња паре може смањити.

Смањење потребне количине паре која се може добити снижењем притиска приказано је у табели 8.4. Ово је последица повећања топлоте испаравања (енергетски потенцијал при коришћењу сувозасићене паре) са снижењем притиска. Из табеле се види да су, због повећања специфичне запремине, са снижењем притиска потребни већи пречници цевовода.

Табела 8.4 Смањење количине паре у зависности од притиска

	Притисак паре (МПа)					
	1	0,7	0,6	0,4	0,3	0,2
Топлота испаравања	2000,1	2047,7	2066,0	2108,1	2133,4	2163,3
Специфична запремина	0,177	0,240	0,272	0,342	0,461	0,603
Неопходан проток, %	100	97,7	97	95	94	92
<b>Уштеда у пари, %</b>	<b>0</b>	<b>2,3</b>	<b>3</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>8</b>
Однос пречника цеви	1	1,16	1,24	1,39	1,61	1,85

Ако се користи директно убризгавање паре у отворене судове, губитак топлоте расте због могућих губитака паре у атмосферу при нагом удувавању паре, као и услед губитка кондензата. Повратак кондензата из уређаја са директним удувањем паре се не практикује због могућих контаминација кондензата садржајем који се загрева. Некада је могуће смањити ове губитке у атмосферу снижењем притиска паре. На

једном примеру код загревања воде у отвореним резервоарима, снижење притиска са 10 на 3 bar довело је до уштеде паре од 8 %.

После редукције притиска, у неким случајевима, потребно је смањити енталпију паре убризгавањем воде. Уколико је редукцијом притиска добијена благо прегрејана пара (разлика температуре мања од 15 °C), није потребно убризгавати воду. Иако ће дуж паровода доћи до пада температуре паре услед одавања топлоте околини, сигурно се код потрошача неће јавити влажна пара.

### 8.3.5 Губици енергије са спољне површине цеви и арматуре у околину

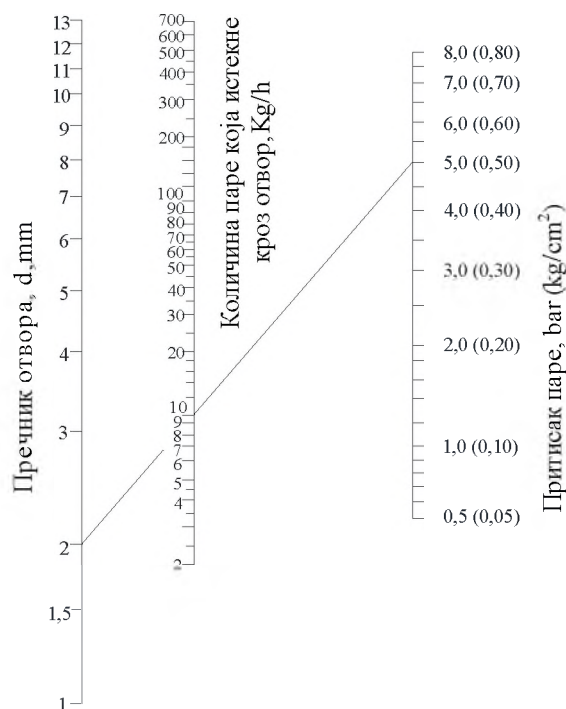
Површина цеви има приближно једнаку температуру као и пара или кондензат. Услед овога могу се јавити значајни губици топлоте у околину са површине неизолованих цеви и судова. Зато топлотној изолацији свих загрејаних места треба поклањати велику пажњу. Изловање цевовода и прикључака један је од најекономичнијих начина повећања енергетске ефикасности у системима за дистрибуцију енергетских флуида. Период повраћаја капитала код инвестиција у изолацију углавном је краћи од једне године. Топлотној изолацији посвећено је више пажње у поглављу 6.

### 8.3.6 Истицање паре кроз пукотине или незаптивена места на цевоводима и арматури

Истицање паре доводи до значајних губитака у енергији. Како би се спречило истицање паре неопходно је:

- пратити стање вентила сигурности и вентила за испуштање паре из котла (праћење повишења температуре одушних цеви служи за брзу проверу);
- спровести активности на елиминисању места цурења паре (трошкови се могу веома брзо повећати постојањем само неколико места цурења);
- увести систем документовања, извештавања и санирања места на којима цури пара.

Ако се узме у обзир цена паре, могу се прорачунати новчани губици за свако цурење. Годишњи износи вишеструко оправдавају интервенције на санирању пукотина или замену вентила. Главна потешкоћа везана за санирање истицања је техничке природе јер се у већини случајева одређеним деловима цевовода може веома ретко приступити у погодном временском тренутку. За санирање истицања могу се користити методе у којима се убризгава брзо очвршћавајућа смола под притиском. Такође, избор вентила има веома важну улогу (на критичним местима уграђују се вентили на којима је могуће вршити поправке без заустављања технолошког процеса). На слици 8.29 дат је номограм за одређивање губитака услед цурења кроз отворе. Вредности очитане са номограма помножити коефицијентом 0,8 ради добијања стварних вредности.



Слика 8.29 Одређивање губитака паре услед цурења кроз отворе

### 8.3.7 Одвајачи кондензата

Одвајачи кондензата су уређаји који имају три важне функције:

1. да издвоје кондензат из парне инсталације;
2. да елиминишу ваздух из парне инсталације;
3. да зауставе пролаз и губитак паре из парног простора инсталације.

Одвајачи кондензата издвајају кондензат из паровода или из процесних апарата који се загревају паром. Они морају имати довољан капацитет како не би дошло до непожељне појаве заустављања одвођења кондензата из парног простора. Уколико дође до појаве задржавања кондензата, пара неће моћи да уђе у парни простор и загреје процесни флуид у апарату. Ова појава успорава процес загревања, при чему долази до потешкоћа постизања дефинисаних процесних параметара код неког технолошког процеса. Одвајачи кондензата служе да зауставе продирање некондензоване паре, односно истицања тзв. живе паре у околину. У извесним случајевима, поједини одвајачи, да би исправно функционисали, захтевају константне, али незнатне губитке паре. Поред ове основне функције, одвајачи кондензата би требало да омогуће и елиминацију некондензујућих гасова из система.

Основни захтеви које треба да испуни одвајач кондензата:

- одвајање кондензата без губитка живе паре;

- аутоматско одзрачивање.

Додатни захтеви за одвајач кондензата:

- без утицаја на процес грејања (рад без нагомилавања кондензата),
- повратни притисак не сме утицати на функционалност одвајача;
- применљивост при варијацији притиска и протока;
- једноставна инсталација;
- отпорност на корозију;
- отпорност на нечистоће;
- није неопходно додатно одржавање;
- отпорност на замрзавање;
- отпорност на хидрауличне ударе.

Постоји велики број различитих конструкција одвајача кондензата који се користе у пракси, који се могу сврстати у три основне врсте:

1. механички (са пловком и са звоном);
2. термостатски (са опругом, мембраном и са биметалом);
3. термодинамички одвајачи кондензата.

*Механички одвајачи кондензата* раде на принципу разлике у густини паре и кондензата. На пример, неки одвајачи кондензата користе пловак који плута по површини кондензата чији се ниво у току времена мења. Када се достигне одговарајући ниво, долази до отварања вентила на одвајачу и истицања кондензата, док пара остаје заробљена у цевоводу испред одвајача. Неки механички одвајачи кондензата немају могућност паралелног одзрачивања са одвајањем кондензата уколико се не поставе термоелементи у сам одвајач.

*Термостатски одвајачи кондензата* раде по принципу регистровања температуре кондензата. Када се пара кондензује, кондензат је на истој температури као и пара, међутим, како кондензат тече ка одвајачу, он се лагано хлади. Када температура кондензата падне на одређену вредност испод температуре паре, термостатски вентил на одвајачу кондензата се отвара.

*Термодинамички одвајачи кондензата* раде на принципу разлике у протоку паре и кондензата преко исте површине, што условљава разлику притисака са горње и доње стране површине која се опструјава, те отварање и затварање одвајача кондензата.

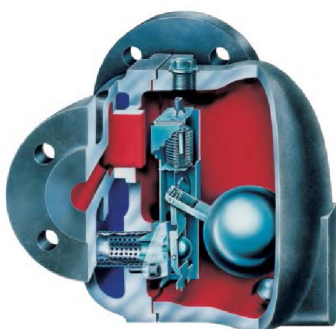
У процесу избора одвајача кондензата, корисно је имати њихове систематизоване карактеристике и препоруке за примену у одговарајућим условима.

Карактеристике одвајача кондензата са пловком су следеће:

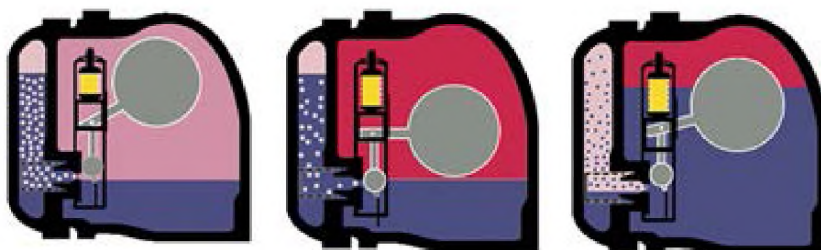
- функционисање независно од повратног притиска и температуре кондензата;
- функционисање без губитка паре;
- неометано испуштање кондензата и при варијацији притиска и протока;
- нарочито применљиви код размењивача топлоте са контролом рада са парне стране;
- отпорни на нечистоће;

- аутоматско термостатско одзрачивање (дуплекс извођење);
- могуће сервисирање без демонтаже са ценовода;
- примена и код хладних кондензата, дестилата и кондензата хемијских производа;
- две варијанте кућишта: хоризонтална и вертикална.

Одвајач кондензата са пловком приказан је на слици 8.30, док је принцип рада приказан је на слици 8.31.



Слика 8.30 Одвајач кондензата са пловком и одзрачним вентилом [8.1]



Слика 8.31 Принцип рада одвајача кондензата са пловком и са термоелементом за одзрачивање [8.1]



Слика 8.32 Принцип рада одвајача кондензата са звоном

Карактеристике термостатских одвајача са мембранским регулатором су следеће:

- одлична одзвина карактеристика;
- функционисање независно од повратног притиска;
- аутоматско одзрачивање - овај тип одвајача кондензата може се користити као термостатски одзрачивач код парних система (извођење без неповратног вентила може се користити као вакуум прекидач);
- уградња у било ком положају (уградња на хоризонтални или вертикални цевовод);
- велики капацитет пропуштања топлог кондензата, чак и при малим диференцијалним притисцима;
- интегрисан неповратни вентил;
- унутрашњи делови израђени од нерђајућег челика (мембрана од Hastelloy легуре челика).

Карактеристике термостатских одвајача кондензата (слика 8.33) са биметалом су следеће:

- робустан регулатор за најтеже радне услове (отпорни на хидрауличке ударе и замрзавање),
- погодни за прегрејану пару;
- аутоматско одзрачивање (применљиви и као термички одзрачивачи у парним постројењима);
- уградња у било ком положају (уградња на хоризонтални или вертикални цевовод);
- регулациона печурка функционише и као неповратни вентил;
- унутрашњи делови израђени од нерђајућег челика;
- одржавање могуће без демонтаже одвајача са цевовода;
- заптивање између кућишта и регулатора оства-рено металном чауром;
- комплетна серија производа до диференцијалног притиска од 250 bar.

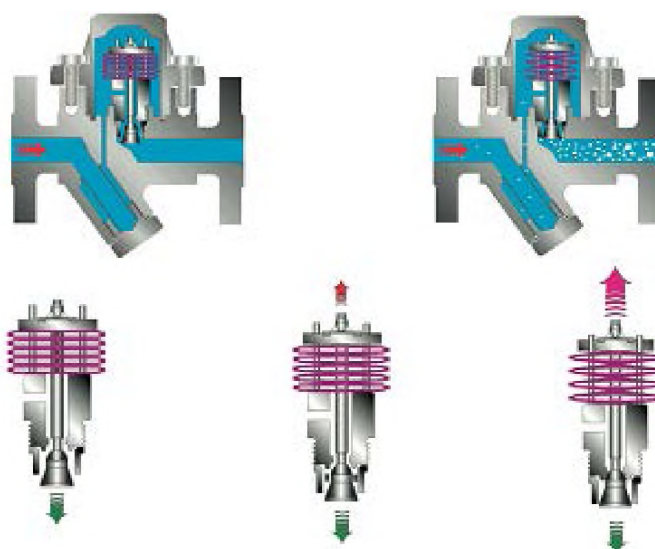
За поуздан и исправан рад одвајача кондензата потребно је следеће:

1. редовно одржавање и периодична замена унутрашњих делова;
2. добра организација превентивног одржавања;
3. провера да ли је одговарајући тип одвајача постављен на правом месту;
4. приступ сваком одвајачу треба да буде лак и једноставан.

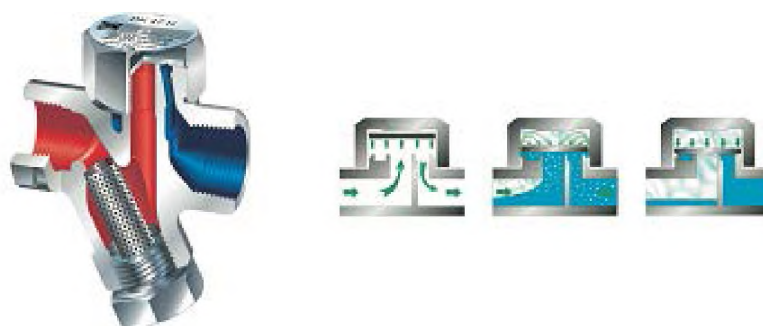
За економично вођење фабрике, елиминисање трошкова проузрокованих губицима паре је највећи приоритет. Процена функционалности одвајача кондензата и његовог века трајања је приоритетни задатак. Систематска контрола одвајача кондензата у циљу избегавања губитака енергије, а у највећој мери путем губитака у живој пари, разлог је за редовну контролу рада одвајача кондензата. Неправилан рад појединих одвајача не може се прецизно дефинисати и лоцирати, пошто се у оквиру система за поврат кондензата може наћи и више стотина различитих уређаја за одвајање кондензата. Могући начини провере исправности рада одвајача кондензата су следећи: визуелни преглед, мерење температуре, мерење нивоа буке, мерење



електричне проводности, коришћење индиректних метода које се односе пре свега на праћење потрошње енергије. У великим системима, где постоји веома велики број одвајача кондензата, најалост, у пракси се веома ретко примењује регуларна провера исправности рада ових уређаја. У зависности од типа одвајача кондензата, одржавање и замена дотрајалих делова може бити мање или више захтевна. Неопходно је организовати службу за редовно праћење стања одвајача кондензата. Провере и одржавање могу се организовати као дневни прегледи, недељно, месечно и годишње одржавање.



Слика 8.33 Конструкција са фазама рада термостатског одвајача кондензата са биметалом



Слика 8.34 Термодинамички одвајач кондензата (лево) и начин рада (десно) [8.1]

Неправилан и лош рад одвајача кондензата узрокују лош рад самог постројења. Кондензат се обично враћа у заједнички резервоар за сакупљање кондензата, а одатле пумпама транспортује у напојни резервоар. Уколико одвајач кондензата не ради исправно, пара се пропушта у систем за поврат кондензата, што представља губитак и ремети рад осталих уређаја који сачињавају систем за поврат кондензата.

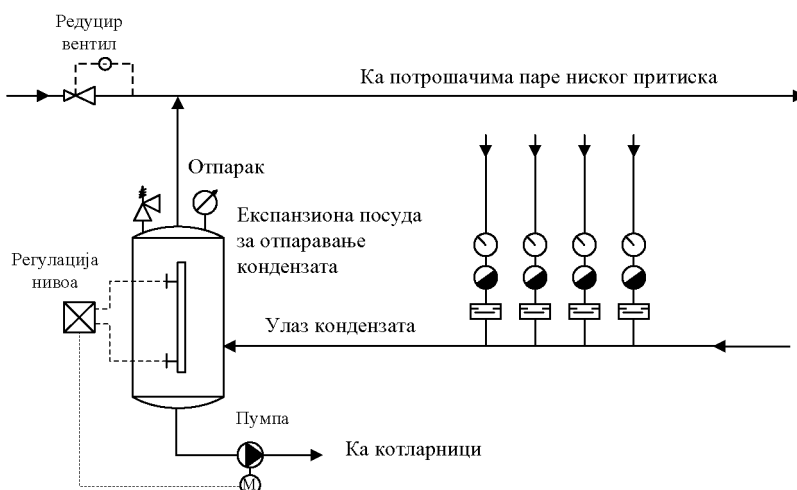
### 8.3.8 Систем за коришћење отпарка

Отпарак је често бољег квалитета (вишег степена сувоће) од паре која долази из котлова. У многим условима он може бити искоришћен на економичан начин уградњом једноставне опреме. Генерално гледано, стандардна решења при пројектовању система за поврат кондензата не предвиђају искоришћење отпарка. Исправан начин коришћења отпарка је коришћење посуде за отпаривање кондензата и поврат кондензата нижих параметара у централни суд за сакупљање кондензата.

Што је већа разлика између полазног притиска и притиска на коме се одвија отпаривање, на располагању је већа је количина паре која је добијена отпаривањем кондензата. Важан параметар за дефинисање количине отпарка је температура и количина кондензата који се одваја у одвајачу. Уколико се користе термостатски одвајачи кондензата где се кондензат задржава извесно време у одвајачу док температура не опадне за одређену вредност, при прорачуну количине отпарка мора се узети у обзир температура кондензата на излазу из одвајача. Треба напоменути да отпаривање на нижим притисцима намеће значај пада притиска у оквиру система за поврат кондензата. Ово може бити од значаја када је постројење на високом притиску термостатски контролисано.

Отпарак који се накупи приликом проласка кондензата кроз одвајач кондензата струји заједно са кондензатом дуж цевовода. Приликом димензионисања цевовода за поврат кондензата потребно је узети у обзир чињеницу да се ради о протицању двофазне мешавине кроз цевовод и да количина отпарка зависи од разлике притисака испред и иза одвајача кондензата. Уколико је већа разлика притисака, биће и већи удео отпарка, па ће у том случају бити и већа димензија цевовода. Препоручена брзина протицања кондензата и отпарка износи 10 m/s за случај водова иза механичких одвајача кондензата (континуално издвајање кондензата), односно 6-8 m/s за остале врсте одвајача кондензата (периодичан рад). Уколико цевоводи за поврат кондензата нису добро изоловани, већи део отпарка ће се, услед губитака топлоте, кроз зидове цевовода искондензовати. У супротном, задржава се већа количина отпарка који се може искористити. Уколико се кондензат вишег притиска уводи у суд за отпаривање изнад нивоа кондензата, пара директно улази у парни простор и одводи се даље цевоводом. Уколико се кондензат уводи испод површине течности, температура течности у суду за отпаривање се повећава и течност испарава на одређеном притиску. Отпарак се одводи из посуде до потрошача, а кондензат се испушта континуално кроз одвајач кондензата. Посуда за отпаривање треба да буде

снабдевана сигурносним вентилом чија је улога да обезбеди уређај од прекомерног повећања притиска. Најбоље решење је да се отпарак користи код потрошача који захтева континуално снабдевање паром. На слици 8.35 дата је шема суда за снижење притиска и отпаривање кондензата.

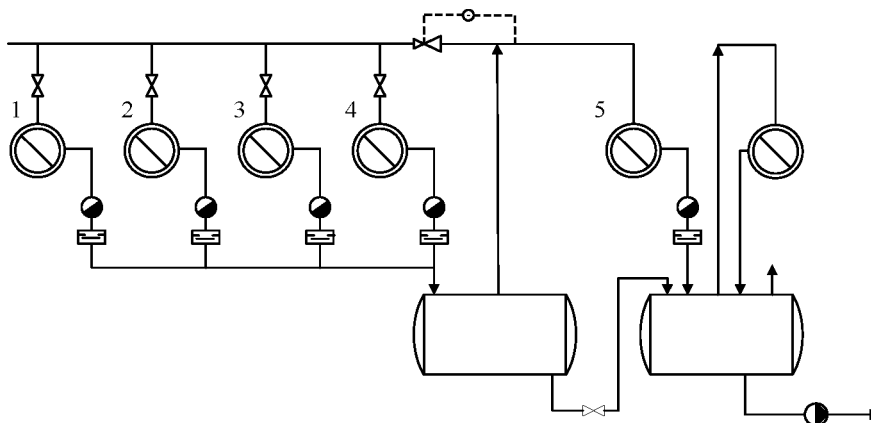


Слика 8.35 Искоришћење отпарка код потрошача [8.1]

Препоручује се такође коришћење већег броја мањих децентрализованих јединица за отпаривање како би губици дистрибуције отпарка били сведени на минимум. Посуда за отпаривање као и цевоводи за дистрибуцију отпарка до потрошача морају бити изоловани.

**Каскадно отпаривање.** Две уобичајене могућности за искоришћење енергије кондензата су каскадно отпаривање и потхлађивање кондензата. Од великог је значаја да се обе могућности размотре и предвиде већ у фази пројектовања целог система за снабдевање енергијом. Најчешће је случај да је за одређени технолошки поступак потребна пара различитих притисака (параметара). Тада је потребно обезбедити сакупљање кондензата приближно једнаких притисака и најбоље је применити каскадно сакупљање и отпаривање. Основна идеја овог начина сакупљања кондензата је да се обезбеди потпуно раздвојена експанзија кондензата различитих притисака. То се постиже тако што се кондензати највишег притиска сакупљају у једном резервоару у коме се остварује њихова експанзија и добија отпарак нижег притиска. Овај отпарак се, уз регулацију притиска свежег паром, може користити за потребе појединих потрошача у погонима, а настали кондензат се заједно са кондензатом технолошке паре истог притиска одводи у наредни експандер где настаје отпарак наредног нижег притиска. Поступак каскадног отпаривања је најбоље спроводити тако да се последња у низу експанзија остварује до приближно атмосферског притиска. На тај начин се постиже максимално искоришћење топлоте којом

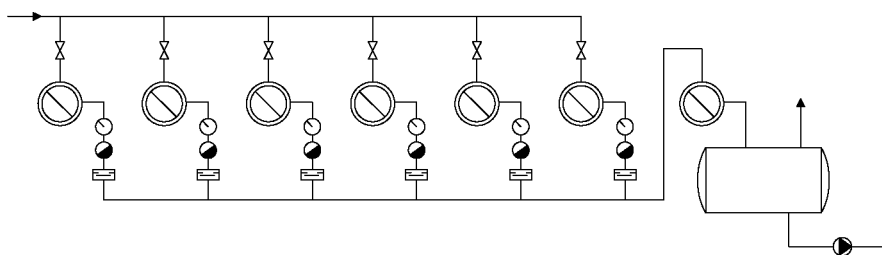
располаже кондензат преко топлоте отпарка и минимизирање топлотних губитака. Наравно, охлађени кондензат се из последњег резервоара враћа у котларницу, чиме се смањују трошкови хемијске припреме воде. Упрошћена технолошка шема каскадног отпаравања је дата на слици 8.36.



Слика 8.36 Каскадно отпаравање [8.1]

Друга могућност је да се отпарак из суда за сакупљање кондензата у котларници, који је на притиску вишем од атмосферског, користи за предгревање напојне воде.

**Потхлађивање кондензата.** Уколико није могуће вршити каскадно отпаравање, треба предвидети потхлађивање кондензата, односно његово хлађење на температуре испод температура кључања за одређени притисак. У процесној индустрији постоји низ потреба за грејањем на ниским температурама. Најједноставније је у линију за поврат кондензата укључити размењивач топлоте за предгревање или загревање воде, што је показано на слици 8.37.



Слика 8.37 Потхлађивање кондензата [8.1]

**Губици услед некоришћења отпарка.** Губици услед некоришћења отпарка у систему крећу се од 8,1 % свеже паре на притиску од 0,3 МПа, до 16,9% за систем при притиску 1,2 МПа. У случају да се кондензат испушта у канализацију (неповратно губи), вредност губитака енергије зависи пре свега од притиска свеже паре и он се креће у распону 22% до 30 % од енергије свеже паре при притисцима од 0,3 до 1,2

МРа. Трошкови за надокнаду изгубљене воде и хемијску припрему воде такође се морају узети у обзир и срачунати у односу на јединицу изгубљеног кондензата. Вредности губитака енергије за случај губитка отпарка и за случај бацања кондензата за одабране притиске дате су у табели 8.5. Ове вредности могу се лако израчунати ако се потраже вредности енталпије кондензата на доњој граничној кривој из таблица за величине стања кључале воде и паре.

**Табела 8.5** Вредности губитака енергије за случај губитка отпарка и за случај бацања кондензата [8.1]

Губитак кондензата:		Напомена:
• губитак за пару 0,3 МРа,	22,8 %	процент од укупне улазне енергије паре
• губитак за пару 1,2 МРа	30,1 %	
Испаравање кондензата:		за суд за сакупљање кондензата на атмосферском притиску
• губитак за пару 0,3 МРа,	8,1 %	
• губитак за пару 1,2 МРа	16,9 %	
Рад преко обилазног вода на одвајачу кондензата, губитак за пару 0,3 (1,2) МРа	мин. 8,1 (16,9) %	коришћење свеже паре; оштећење суда за сакупљање

## 8.4 РАЧУНСКИ ПРИМЕРИ

### Пример 8.1 Одређивање степена корисности котлова, регулација коефицијента вишка ваздуха и примена додатног размењивача топлоте (економијзера)

У једној фабрици у индустријском парном котлу, номиналне корисне топлотне снаге 3000 kW, сагорева се природни гас следећег састава:

$\text{CH}_4=96,15\%$ ,  $\text{C}_2\text{H}_6=0,9\%$ ,  $\text{C}_3\text{H}_8=0,35\%$ ,  $\text{C}_4\text{H}_{10}=0,15\%$ ,  $\text{CO}_2=1,4\%$ ,  $\text{N}_2=1,05\%$ . Доња топлотна моћ природног гаса износи  $H_d=37182 \text{ kJ/m}^3$ .

Ваздух за сагоревање се не предгрева. Састав димних гасова мери се гасним анализатором са хемијским ћелијама којим се одређује запремински удео појединих компонената у сувим димним гасовима.

Потребно је израчунати степен корисности котла ако је у димном каналу, при номиналној продукцији паре, измерено:  $\text{CO}_{2,s}=8,90\%$ ;  $\text{CO}_s=55 \text{ ppm}$ ,  $\text{O}_{2,s}=5,65\%$ , и температура димних гасова  $t_{dg}=180^\circ\text{C}$  (занемарити енталпију на температури околине).

Одредити процентуално повећање степена корисности котла и уштеде у трошковима за гориво ако се регулацијом количине ваздуха за сагоревање коефицијент вишка ваздуха одржава на препорученој вредности од  $\lambda = 1,1$ .

Одредити прост период отплате инвестиције за економајзер којим се температура димних гасова охлади на 120°C на рачун загревања санитарне топле воде у фабрици. Потрошња природног гаса на годишњем нивоу износи 1.300.000 m<sup>3</sup>, по цени од 50 дин/m<sup>3</sup> (при 1013 mбар и t=0°C).

### Решење

На основу стехиометријских једначина из теорије сагоревања:

- минимална теоријска количина ваздуха за сагоревање:

$$O_{2,\min} = \frac{1}{100} \cdot \left[ 0,5 \cdot (H_2 + CO) + 1,5 \cdot H_2S + \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) \cdot C_m H_n - O_2 \right], \frac{m^3}{m^3}$$

$$O_{2,\min} = \frac{1}{100} \cdot \left[ (1+4/4) \cdot 96,15 + (2+6/4) \cdot 0,9 + (3+8/4) \cdot 0,35 + (4+10/4) \cdot 0,15 \right] = 1,982 \frac{m^3}{m^3}$$

$$V_{v,\min} = \frac{O_{2,\min}}{a}, \frac{m^3}{m^3}$$

$$V_{v,\min} = \frac{1,982}{0,21} = 9,438 \frac{m^3}{m^3}$$

- запремински удео азота у димним гасовима:

$$N_{2,s} = 100 - (O_{2,s} + CO_{2,s} + CO_{s}) = 100 - (5,65 + 8,90 + 0,0055) = 85,44 \%$$

- коефицијент вишка ваздуха:

$$\lambda = \frac{1}{1 - \frac{O_{2,s}}{N_{2,s}} \cdot \frac{79}{21}}, -$$

$$\lambda = \frac{1}{1 - \frac{5,65}{85,44} \cdot \frac{79}{21}} = 1,33$$

- стварна количина ваздуха за сагоревање:

$$V_{v,stv} = \lambda \cdot V_{v,\min} = 1,33 \cdot 9,438 = 12,55 \frac{m^3}{m^3}$$

- количина влажних продуката сагоревања:

$$V_{CO_2} = \frac{1}{100} \cdot (CO + CO_2 + \sum m \cdot C_m H_n), \frac{m^3}{m^3}$$

$$V_{CO_2} = \frac{1}{100} \cdot (1,4 + 1 \cdot 96,15 + 2 \cdot 0,9 + 3 \cdot 0,35 + 4 \cdot 0,15) = 1,01 \frac{m^3}{m^3}$$

$$V_{H_2O} = \frac{1}{100} \cdot \left( H_2 + H_2S + \sum \frac{n}{2} \cdot C_m H_n \right), \frac{m^3}{m^3}$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{1}{100} \cdot (2 \cdot 96,15 + 3 \cdot 0,9 + 4 \cdot 0,35 + 5 \cdot 0,15) = 1,971 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$

$$V_{\text{O}_2} = (\lambda - 1) \cdot O_{2,\text{min}} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$

$$V_{\text{O}_2} = (1,33 - 1) \cdot 1,982 = 0,654 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$

$$V_{\text{N}_2} = \frac{1}{100} \cdot N_2 + \lambda \cdot \frac{1-a}{a} \cdot O_{2,\text{min}} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$

$$V_{\text{N}_2} = \frac{1}{100} \cdot 1,05 + 1,33 \cdot \frac{1-0,21}{0,21} \cdot 1,982 = 9,927 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$

$$V_{\text{rv}} = \sum V_i = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$

$$V_{\text{rv}} = 1,01 + 1,971 + 0,654 + 9,927 = 13,562 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$

- енталпија продуката сагоревања:

$$h = \sum h_i = \left( \sum V_i \cdot c_{p,i} \right) \cdot t \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$$

Табела 8.6 Специфични топлотни капацитет при константном притиску за поједине гасове [8.7]

t, °C	$c_{p,\text{CO}_2} \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3\text{K}}$	$c_{p,\text{H}_2\text{O}} \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3\text{K}}$	$c_{p,\text{O}_2} \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3\text{K}}$	$c_{p,\text{N}_2} \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3\text{K}}$
120	1,72416	1,51032	1,3268	1,29698
180	1,77421	1,52035	1,3351	1,30018

Енталпија продуката сагоревања за  $\lambda = 1,33$  и  $t_{\text{dg}} = 180^\circ\text{C}$  износи:

$$h = (1,01 \cdot 1,77421 + 1,971 \cdot 1,52035 + 0,654 \cdot 1,3351 + 9,927 \cdot 1,30018) \cdot 180 = 3342,3 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$$

Степен корисности котла одређује се индиректном методом (поглавље 8.2.3) на следећи начин:

$$\eta_k = 100 - \sum q = 100 - (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5)$$

где су:

- губитак топлоте са димним гасовима:

$$q_1 = \frac{h}{H_d} \cdot 100 = \frac{3342,3}{37182} \cdot 100 = 8,99\%$$

- губитак топлоте услед хемијске непотпуности сагоревања:

$$q_2 = \frac{V_{rs}}{H_d} \cdot CO_{,s} \cdot H_{d,CO} = \frac{11,591}{37182} \cdot 0,0055 \cdot 12633 = 0,02\%$$

$$V_{rs} = V_{rw} - V_{H_2O} = 13,562 - 1,971 = 11,591 \frac{m^3}{m^3} \quad \text{- количина сувих продуката сагоревања}$$

$$H_{d,CO} = 12633 \frac{kJ}{m^3} \quad \text{- доња топлотна моћ угљен-монооксида [SRPS EN 12952-15]}$$

- губитак топлоте услед механичке непотпуности сагоревања:

$$q_3 = 0\% \quad \text{- може се занемарити у случају сагоревања гасовитог и течног горива}$$

- губитак услед спољашњег расхлађивања (конвекцијом и зрачењем):

$$q_4 = \frac{0,0113 \cdot \dot{Q}_N^{0,7}}{\dot{Q}_N} \cdot 100 = \frac{0,0113 \cdot (3)^{0,7}}{3} \cdot 100 = 0,81\% \quad \text{- за котлове на гасовито и}$$

течно гориво [SRPS EN 12952-15]

$$\dot{Q}_N = 3 \text{ MW} \quad \text{- номинална топлотна снага котла у MW}$$

- губитак услед одсољавања и одмуљивања котла:

$q_5 = 2\%$  - процењена вредност, тачна вредност може се одредити експериментално мерењима протока и температуре воде од одсољавања и одмуљивања у радним условима.

Степен корисности котла износи:

$$\eta_k = 100 - \sum q = 100 - (8,99 + 0,02 + 0 + 0,81 + 2) = 88,18\%$$

Регулацијом количине ваздуха за сагоревање могуће је смањити коефицијент вишка ваздуха у димним гасовима на препоручену вредност од  $\lambda = 1,1$  чиме се смањује количина влажних продуката сагоревања:

$$V_{O_2} = (1,1 - 1) \cdot 1,982 = 0,1982 \frac{m^3}{m^3}$$

$$V_{N_2} = \frac{1}{100} \cdot 1,05 + 1,1 \cdot \frac{1 - 0,21}{0,21} \cdot 1,982 = 8,212 \frac{m^3}{m^3}$$

$$V_{rw} = 1,01 + 1,971 + 0,1982 + 8,212 = 11,391 \frac{m^3}{m^3}$$

У том случају, при непромењеној температури димних гасова од  $t_{dg} = 180^\circ C$ , енталпија продуката сагоревања износи:

$$h_1 = (1,01 \cdot 1,77421 + 1,971 \cdot 1,52035 + 0,1982 \cdot 1,3351 + 8,212 \cdot 1,30018) \cdot 180 = 2831,4 \frac{kJ}{m^3}$$

Губитак топлоте са димним гасовима у том случају износи:



$$q_1 = \frac{h_1}{H_d} \cdot 100 = \frac{2831,4}{37182} \cdot 100 = 7,61\%$$

док је губитак топлоте услед хемијске непотпуности сагоревања:

$$q_2 = \frac{V_{rs}}{H_d} \cdot CO_{,s} \cdot H_{d,CO} = \frac{9,42}{37182} \cdot 0,0055 \cdot 12633 = 0,018\%$$

тако да је степен корисности котла:

$$\eta_{k1} = 100 - \sum q = 100 - (7,61 + 0,018 + 0 + 0,81 + 2) = 89,56\%$$

Процентуално смањење утрошка горива услед повећања степена корисности може се израчунати на следећи начин:

$$\frac{\dot{B} - \dot{B}_1}{\dot{B}} \cdot 100 = \left(1 - \frac{\dot{B}_1}{\dot{B}}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{\eta_k}{\eta_{k1}}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{88,18}{89,56}\right) \cdot 100 = 1,54\%.$$

Узимајући у обзир да је годишња потрошња природног гаса на котлу на нивоу од  $1.300.000 \text{ m}^3$ , регулацијом количине ваздуха за сагоревање могуће је уштедети  $20.020 \text{ m}^3$  природног гаса што је еквивалентно уштедама од  $1.001.000$  динара на годишњем нивоу.

Уградњом економајзера у димном каналу котла и снижавањем температуре димних гасова на  $t_{dg} = 120^\circ \text{C}$ , при коефицијенту вишка ваздуха од  $\lambda = 1,33$ , енталпија продуката сагоревања износи:

$$h_2 = (1,01 \cdot 1,72416 + 1,971 \cdot 1,51032 + 0,654 \cdot 1,3268 + 9,927 \cdot 1,29698) \cdot 120 = 2215,3 \text{ kJ/m}^3.$$

У том случају губитак топлоте са димним гасовима износи:

$$q_1 = \frac{h_2}{H_d} \cdot 100 = \frac{2215,3}{37182} \cdot 100 = 5,96\%,$$

тако да је степен корисности котла:

$$\eta_{k2} = 100 - \sum q = 100 - (5,96 + 0,02 + 0 + 0,81 + 2) = 91,21\%.$$

Процентуално смањење утрошка горива услед повећања степена корисности применом економајзера може се израчунати на следећи начин:

$$\frac{\dot{B} - \dot{B}_2}{\dot{B}} \cdot 100 = \left(1 - \frac{\dot{B}_2}{\dot{B}}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{\eta_k}{\eta_{k2}}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{88,18}{91,21}\right) \cdot 100 = 3,32\%.$$

Према томе, уградњом економајзера могуће је уштедети  $43.160 \text{ m}^3$  природног гаса што је еквивалентно уштедама од  $U_{eko} = 2.158.000$  дин на годишњем нивоу.

Потребна топлотна снага економајзера може се одредити на следећи начин:

$$\dot{Q}_{eko} = \dot{B}_N \cdot (h - h_2) = \frac{329,4}{3600} (3342,3 - 2215,3) = 103,1 \text{ kW},$$

где је:

$$\dot{B}_N = \frac{\dot{Q}_N}{H_d \cdot \eta_k} = \frac{3000 \cdot 3600}{37182 \cdot 0,8818} = 329,4 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad - \text{ потрошња горива при номиналној}$$

топлотној снази котла.

Уколико се усвоји супротносмерни ток флуида кроз економајзер, при средњој температурској разлици од  $\Delta t_{sr} = 30^\circ \text{C}$  и оријентационој вредности коефицијента

пролаза топлоте од  $k = 300 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$ , потребна размењивачка површина економајзера

може да се одреди на следећи начин [8.8]:

$$S_{eko} = \frac{\dot{Q}_{eko}}{k \cdot \Delta t_{sr}} = \frac{103,1 \cdot 1000}{300 \cdot 30} = 11,46 \text{ m}^2.$$

Инвестициони трошкови за економајзер могу се изразити помоћу једнопараметарске једначине за процену трошкова опреме на следећи начин [8.8]:

$$C_{eko} = a + b \cdot S_{it}^n = 10000 + 88 \cdot (11,46)^1 = 11010 \text{ USD} = 1.220.000 \text{ дин}.$$

Укупни инвестициони трошкови обухватају још трошкове за монтажу економајзера и израду цевовода и канала који се узимају у обзир коефицијентима на следећи начин: [8.8]:

$$C_{inv} = C_{eko} \cdot (1 + f_1) \cdot (1 + f_2) = 1220000 \cdot (1 + 0,4) \cdot (1 + 0,8) = 3.074.400 \text{ дин}.$$

Коначно, прост период отплате инвестиције, који не узима у обзир експлоатационе трошкове рада економајзера, износи:

$$PPO = \frac{C_{inv}}{U_{eko}} = \frac{3.074.400}{2.158.000} = 1,43 \text{ год}.$$

### Пример 8.2 Снижење притиска паре произведене у котловском постројењу

Након спроведеног енергетског прегледа, у једној фабрици прехранбене индустрије утврђено је да се манометарски притисак сувозасићене водене паре која се производи на парном котлу на природни гас, може снизити са 9 на 8 bar, без негативног утицаја на технолошки процес код крајњих корисника. Котао на годишњем нивоу произведе 9.000 тона паре. Просечан степен корисности котла је на нивоу од 90%, док је доња топлотна моће природног гаса  $35.000 \text{ kJ/m}^3$ , по цени од  $50 \text{ дин/m}^3$  (при 1013 mbar и  $t = 0^\circ \text{C}$ ). Израчунати уштеде у трошковима за природни гас који се могу постићи редукацијом притиска произведене паре у конкретном случају.

#### Решење

Специфична енталпија котловске напојне воде ( $t_{nv1} = 105^\circ \text{C}$ ) на апсолутном притиску од 10 bar износи:

$$h_{nv1} = 440,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

Специфична енталпија котловске напојне воде ( $t_{nv2} = 105^\circ\text{C}$ ) на апсолутном притиску од 9 bar износи  $h_{nv2} = 440,35 \text{ kJ/m}^3$ . Специфична енталпија сувозасићене водене паре на апсолутном притиску од 10 bar је  $h_{p1} = 2778 \text{ kJ/m}^3$ . Специфична енталпија сувозасићене водене паре на апсолутном притиску од 9 bar износи  $h_{p2} = 2774 \text{ kJ/m}^3$ . Специфично смањење утrophка енергије за производњу 1 kg водене паре може да се израчуна на следећи начин:

$$\Delta h = (h_{p1} - h_{nv1}) - (h_{p2} - h_{nv2}) = (2778 - 440,4) - (2774 - 440,35) = 3,95 \text{ kJ/m}^3$$

Даље се може израчунати смањење утrophка енергије на годишњем нивоу за произведених 9.000 тона паре:

$$Q = m_p \cdot \Delta h = 9000 \cdot 1000 \cdot 3,95 = 35,55 \cdot 10^6 \text{ kJ}$$

Узимајући у обзир просечан степен корисности котла може се израчунати потребно смањење примарне енергије:

$$Q_p = \frac{Q}{\eta_k} = \frac{35,55 \cdot 10^6}{0,9} = 39,5 \cdot 10^6 \text{ kJ.}$$

Ова количина енергије је еквивалентна смањењу утrophка природног гаса од:

$$B_G = \frac{Q_p}{H_d} = \frac{39,5 \cdot 10^6}{35000} = 1129 \text{ m}^3/\text{god}$$

односно уштедама у новцу на годишњем нивоу од:

$$C = B_G \cdot c = 1129 \cdot 50 = 56.450 \text{ дин.}$$

### Пример 8.3 Предгревање ваздуха за сагоревање на котлу

Одредити уштеде у потрошњи природног гаса на индустријском парном котлу из примера датог у поглављу 8.5.1 ако се уградњом додатног размењивача топлоте у гасном тракту котла на рачун хлађења димних гасова ваздух за сагоревање предгреје са  $t_{v1} = 20^\circ\text{C}$  на  $t_{v2} = 70^\circ\text{C}$ .

#### Решење

Стварна количина ваздуха за сагоревање при коефицијенту вишка ваздуха од  $\lambda = 1,33$  износи (пример у поглављу 8.5.1):

$$V_{v,stv} = 12,55 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

Потрошња природног гаса на годишњем нивоу износи  $B=1.300.000 \text{ m}^3$  што је еквивалентно потрошњи свежег ваздуха за сагоревање од:

$$V_v = B \cdot V_{v,stv} = 1.300.000 \cdot 12,55 = 16,32 \cdot 10^6 \text{ m}^3.$$

Потребна количина топлоте за предгревање ваздуха са  $t_{v1} = 20^\circ\text{C}$  на  $t_{v2} = 70^\circ\text{C}$  износи:

$$Q_v = V_v \cdot c_{p,v} \cdot (t_{v2} - t_{v1}) = 16,32 \cdot 10^6 \cdot 1,12 \cdot 50 = 914 \cdot 10^6 \text{ kJ.}$$

Занемарујући губитке топлоте у размењивачу и дистрибутивним каналима за ваздух, ова количина топлоте једнака је количини топлоте која се доведе котлу са предгрејаним ваздухом за сагоревање.

Са друге стране, енергија која се доведе котлу са горивом износи:

$$Q_G = B \cdot H_d = 1.300.000 \cdot 37182 = 48337 \cdot 10^6 \text{ kJ.}$$

Предгревањем ваздуха за сагоревање могуће је постићи уштеде у потрошњи примарне енергије од:

$$\Delta Q = \left(1 - \frac{Q_G - Q_v}{Q_G}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{(48337 - 914) \cdot 10^6}{48337 \cdot 10^6}\right) \cdot 100 = 1,89\%,$$

односно уштеде у потрошњи природног гаса на годишњем нивоу од:

$$\Delta B = \frac{B \cdot \Delta Q}{100} = \frac{1.300.000 \cdot 1,89}{100} = 24.570 \text{ m}^3.$$

#### Пример 8.4 Смањење ефикасности котла при парцијалном оптерећењу

У котларници једне фабрике прехранбене индустрије инсталирана су два котла максималног капацитета 10 t/h који производе сувозасићену пару притиска 1,3 МПа. Испитивањем је добијена крива зависности степена корисности котла од капацитета. Зависност степена корисности котла  $\eta$ , %, од капацитета  $Q$ , %, дата је изразом:

$$\eta = 36 + 1,1 \cdot Q - 0,0056 \cdot Q^2, \%$$

У току рада у ноћној смени потрошња паре је достигла 10 t/h. У очекивању повећања потрошње паре на више од 10 t/h у првој смени укључен је и други котлао. До промене потрошњом паре није дошло у наредна 3h, али је за то време руковалац котла наставио да ради са два котла са по 50% капацитета. Ако је гориво природни гас доње топлотне моћи  $34.000 \text{ kJ/m}^3$ , а цена гаса  $50 \text{ дин/m}^3$ , израчунати за коју вредност су повећани трошкови за природни гас због тога што су у погону била два котла са парцијалним оптерећењем уместо једног котла са максималним оптерећењем.

(Притисак и температуре напојне воде на котлу износе  $p_{nv} = 1,3 \text{ МПа}$  и  $t_{nv} = 105^\circ\text{C}$ , респективно).

#### Решење

Табличне вредности енталпије за напојну воду и водену пару за апсолутни притисак од 1,3 МПа (13 bar) износе [8.9]  $h_{nv} = 440,6 \text{ kJ/kg}$  и  $h_p = 2787 \text{ kJ/kg}$ .

Из израза  $\eta = f(Q)$  следи:

$$\eta_1 = 36 + 1,1 \cdot 100 - 0,0056 \cdot 100^2 = 90\%,$$

$$\eta_2 = 36 + 1,1 \cdot 50 - 0,0056 \cdot 50^2 = 77\%.$$

Израз за одређивање потрошње горива на котлу:

$$\dot{B} = \frac{\dot{m} \cdot (h_p - h_{nv})}{H_d \cdot \eta}.$$

У случају рада котла на максималном оптерећењу потрошња горива износи:

$$\dot{B}_1 = \frac{10000 \cdot (2787 - 440,6)}{34000 \cdot 0,9} = 766,8 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}.$$

У случају рада једног котла при парцијалном оптерећењу потрошња горива износи:

$$\dot{B}_2 = \frac{5000 \cdot (2787 - 440,6)}{34000 \cdot 0,7} = 492,9 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}.$$

Пораст потрошње гаса износи:

$$\Delta \dot{B} = 2 \cdot \dot{B}_2 - \dot{B}_1 = 2 \cdot 492,9 - 766,8 = 219 \text{ m}^3 / \text{h}$$

односно за 3 h рада котлова при парцијалном оптерећењу:

$$B = 3 \cdot \Delta \dot{B} = 3 \cdot 219 = 657 \text{ m}^3,$$

што је еквивалентно трошковима од:

$$C = B \cdot c = 657 \cdot 50 = 32.850 \text{ дин}$$

### Пример 8.5 Губици топлоте са кондензатом и отпарком

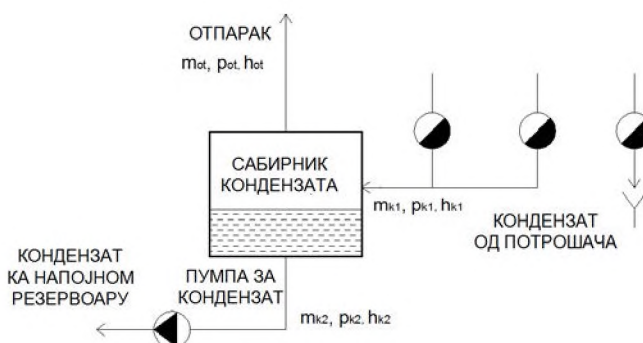
У фабрици из примера датог у одељку 8.5.2, од укупне количине паре која се произведе на котлу (9.000 t/год), 20% се утроши у производном процесу без могућности поврата кондензата, 50% се врати у котларницу у виду кондензата преко сабирника кондензата, док се преосталих 30% у виду кондензата просипа у канализацију због непостојања цевовода за поврат кондензата ка котларници. Сабирник кондензата (слика 8.38) ради на атмосферском притиску тако да у њему долази до отпаравања кондензата кроз одушни цевовод. Одредити губитке енергије и еквивалентне губитке у новцу са кондензатом и отпарком који се не користе ако је манометарски притисак кондензата у цевоводу за поврат кондензата 3 bar.

### Решење

У табели 8.7 приказане су табличне вредности енталпије воде, паре, кондензата и отпарка потребне за прорачун.

**Табела 8.7** Табличне вредности енталпије воде, паре, кондензата и отпарка [8.9]

Енталпија воде на $t = 20^\circ\text{C}$ и $p = 1 \text{ bar}$	$h_v = 83,9 \text{ kJ/kg}$
Енталпија кључале воде (кондензата) на $p = 4 \text{ bar}$	$h_{k1} = 604,7 \text{ kJ/kg}$
Енталпија сувозасићене паре на $p = 1 \text{ bar}$	$h_{ot} = 2675 \text{ kJ/kg}$
Енталпија кључале воде (кондензата) на $p = 1 \text{ bar}$	$h_{k2} = 417,4 \text{ kJ/kg}$



Слика 8.38 Шема сабирника кондензата са пратећим цевоводима

Губици енергије услед просипања кондензата се могу одредити на следећи начин:

$$Q_{\text{gub,k}} = m_k \cdot (h_{k1} - h_v) = 0,3 \cdot 9 \cdot 10^6 \cdot (604,7 - 83,9) = 1406 \cdot 10^6 \text{ kJ.}$$

Узимајући у обзир просечан степен корисности котла, губици прерачунати на примарну енергију износе:

$$Q_{p1} = \frac{Q_{\text{gub,k}}}{\eta_k} = \frac{1406 \cdot 10^6}{0,9} = 1562 \cdot 10^6 \text{ kJ.}$$

Ова количина примарне енергије еквивалентна је утрошку природног гаса од:

$$B_{G1} = \frac{Q_{p1}}{H_d} = \frac{1562 \cdot 10^6}{35000} = 44629 \frac{\text{m}^3}{\text{god}},$$

односно губицима у новцу на годишњем нивоу од:

$$C_1 = B_{G1} \cdot c = 44629 \cdot 50 = 2.231.450 \text{ дин.}$$

Из једначина за материјални и топлотни биланс сабирника кондензата може се израчунати количина отпарка који се ослободи у атмосферу преко одушног цевовода:

$$m_{k2} = 0,5 \cdot 9 \cdot 10^6 = 4,5 \cdot 10^6 \text{ kg,}$$

$$m_{ot} = m_{k2} \cdot \frac{h_{k2} - h_{k1}}{h_{k1} - h_{ot}} = 4,5 \cdot 10^6 \cdot \frac{417,4 - 604,7}{604,7 - 2675} = 0,407 \cdot 10^6 \text{ kg.}$$

Губици енергије са отпарком из сабирника кондензата износе:

$$Q_{\text{gub,ot}} = m_{ot} \cdot (h_{ot} - h_v) = 0,407 \cdot 10^6 \cdot (2675 - 83,9) = 1055 \cdot 10^6 \text{ kJ.}$$

Узимајући у обзир просечан степен корисности котла, губици прерачунати на примарну енергију износе:

$$Q_{p2} = \frac{Q_{\text{gub,ot}}}{\eta_k} = \frac{1055 \cdot 10^6}{0,9} = 1172 \cdot 10^6 \text{ kJ.}$$

Ова количина примарне енергије је еквивалентна утрошку природног гаса од:

$$B_{G2} = \frac{Q_{p2}}{H_d} = \frac{1172 \cdot 10^6}{35000} = 33486 \frac{\text{m}^3}{\text{god}},$$

односно губицима у новцу на годишњем нивоу од:

$$C_2 = B_{G2} \cdot c = 33486 \cdot 50 = 1.674.300 \text{ дин.}$$

### Литература

- [8.1] Јанкес, Г., Стаменић, М., и др.: Приручник за побољшање енергетске ефикасности и рационалну употребу енергије у индустрији, Иновациони центар Машинског факултета у Београду, Београд, 2009.
- [8.2] Студија процеса сагоревања у котловима Топлане са прегледом мера на отклањању недостатака и модернизацији, Иновациони центар Машинског факултета у Београду, 2015.
- [8.3] Каталог, Минел Котлоградња АД Београд
- [8.4] <http://www.bosch-industrial.com>
- [8.5] Каталог, LOOS, Немачка
- [8.6] Каталог, Weishaupt, Немачка
- [8.7] Јанкес, Г., Станојевић, М., Каран, М., Стаменић, М., Индустрijске пећи и котлови, Приручник за вежбање са решеним задацима, МФ, 2001
- [8.8] Генић, С., Јаћимовић, Б., Митић, С., Колендић, П., Економске анализе за потребе процесног инжењерства, СМЕИТС, 2014.
- [8.9] Козић, Ђ., Васиљевић, Б., Бекавац, В., Приручник за термодинамику у јединицама SI, Машински факултет Београд, 2004.

### Питања

1. При којим условима се остварује најинтензивнији транспорт топлоте?
2. Како ваздух утиче на коефицијент прелажења топлоте?
3. Који су основни елементи котловског постројења?
4. Шта је степен корисности котла?
5. Како запремински удео кисеоника у продуктима сагоревања утиче на губитак са продуктима сагоревања?
6. Како температура продуката сагоревања на излазу из котла утиче на губитак са продуктима сагоревања?
7. При којем оптерећењу котла се остварује максималан степен корисности?
8. Шта је економајзер?
9. Које врсте горива се могу сагоревати у кондензационим котловима?
10. Како наслаге чађи и каменца утичу на отпоре транспорту топлоте кроз размењивачке површине котла?
11. Навести основне узроке губитака код система за дистрибуцију паре.
12. Које су основне функције одвајача кондензата?
13. Које су основне врсте конструкција одвајача кондензата?

14. Шта је отпарак?
15. Због чега је важно искористити енергију отпарка?



## 9. ПРОИЗВОДЊА, ПРЕНОС, ДИСТРИБУЦИЈА И КВАЛИТЕТ ЕЛЕКТРИЧНЕ ЕНЕРГИЈЕ

Александар Николић

### 9.1 СИСТЕМИ ЗА ПРОИЗВОДЊУ ЕЛЕКТРИЧНЕ ЕНЕРГИЈЕ

Системи за производњу електричне енергије у оквиру електроенергетског система могу да користе различито гориво и енергенте за добијање електричне енергије (угаљ, вода, нуклеарно гориво, ветар, сунце, био гориво, итд.), па се у зависности од тога сврставају у једну од следећих група.

**Термоелектране** су постројења код којих се хемијска енергија садржана у угљу, фракцијама нафте или гасу сагоревањем претвара у топлотну енергију која се затим посредством радног медијума – паре, продуката сагоревања, претвара у механичку енергију ротационог кретања погонског вратила генератора електричне енергије. Зависно од врсте погонског агрегата, термоелектране се деле на термоелектране са турбинским постројењима и термоелектране са моторима са унутрашњим сагоревањем. Турбинска постројења се користе у термоелектранама великих снага, док су мотори са унутрашњим сагоревањем заступљени у електранама мањих снага које се као такве обично изводе као децентрализована (дистрибуирана) постројења. Турбинска постројења могу бити са парним, гасним и комбинованим турбинама. У постројењима са парним турбинама, сагоревање се одвија у котлу у коме се производи прегрејана пара која се користи за покретање парне турбине и производњу механичке енергије потребне за погон генератора електричне енергије. У оваквим постројењима најчешће сагорева угаљ. У постројењима са гасним турбинама сагоревање се одиграва у претходно компримованом ваздуху који се уводи у комору за сагоревање. Продукти сагоревања на високом притиску и температури чине радни флуид који својом енергијом покреће лопатике турбине и производи механичку енергију потребну за погон генератора електричне енергије. Ваздух се сабија компресором који се налази на истој осовини као и турбина, односно део произведене механичке енергије се користи за покретање компресора односно сабијање ваздуха у коме ће се вршити сагоревање. У оваквим постројењима сагорева природни гас и керозин. У термоелектранама са комбинованим циклусом користе се и гасне и парне турбине које раде у заједничком топлотном циклусу у коме се енергија продуката сагоревања коју није могуће до краја искористити у гасној турбини користи за производњу водене паре, а затим се преко парне турбине користи за погон генератора електричне енергије. Сврха комбинованог циклуса је да се

искористи отпадна топлота из гасне турбине и на тај начин повећа укупни степен корисности постројења.

Код **хидроелектрана**, потенцијална енергија воде се посредством одговарајућих турбина претвара у механичку енергију потребну за погон генератора електричне енергије. Тип коришћене турбине зависи од водотока на коме се хидроелектрана гради, односно од његовог пада, протока, укупне количине расположиве воде и њене расподеле током године. Конструкционим мерама могу се побољшати услови за коришћење природног водног потенцијала, нпр. формирањем акумулационог језера, чиме се надокнађује сезонска неравномерност дотока воде. У зависности од величине корисне акумулације, хидроелектране се деле на проточне и акумулационе.

У **нуклеарним електранама**, се топлотна енергија добија у нуклеарном реактору у ком се одиграва нуклеарна реакција, док је у свему осталом процес принципијелно сличан ономе код термоелектрана.

**Електране на биогаз** користе као гориво нуспродукте сточних фарми или сличних пољопривредних газдинстава, док **електране на биомасу** користе као гориво нисковредна горива која су отпад из процеса прераде дрвета (сечка, итд.), производње хране (сунцокретова љуска, кукурузни окласак), итд.

**Ветропаркови** користе снагу ветра за покретање лопатица којима се okreће генератор. За сада нису значајно заступљене у ЕЕС Републике Србије.

**Соларне електране** су системи код којих се енергија сунца претвара у електричну енергију. Углавном су заступљене тзв. кровне мањих снага (до 20kW), док је тек неколико соларних електрана снага 1 MW и 2 MW изграђено „на земљи“.

Укупна производња електричне енергије 2015. године у Републици Србији је била [9.1]:

- из термоелектрана 25.017GWh;
- из термоелектрана–топлана 45GWh;
- из хидроелектрана 10.599GWh.

Остале наведене врсте електрана практично немају значајан утицај на општем нивоу.

## 9.2 ПРЕНОС ЕЛЕКТРИЧНЕ ЕНЕРГИЈЕ

Пренос електричне енергије је транспорт електричне енергије на велика растојања између произвођача (електрана) и центара потрошње (електродистрибуције, велики индустријски потрошачи). Електрична енергија се преноси далеководима напонских нивоа 110 kV, 220 kV и 400 kV.

Далеководима напона 400 kV повезују се највећи и најзначајнији центри производње и потрошње у Србији, али се, претежно преко овог напонског нивоа, и читав електроенергетски систем Србије повезује са електроенергетским системима суседних земаља, што омогућава међународну трговину електричном енергијом. На тај начин, преносни систем Србије чини део паневропског система за пренос електричне енергије, а његов посебан значај огледа се у томе да непосредно повезује

девет земаља и обезбеђује пренос електричне енергије са севера на југ, са истока на запад и са североистока на југозапад Европе.

Далеководи се спајају у високонапонским постројењима где се врши трансформација електричне енергије (односно промена напонског нивоа) помоћу енергетских трансформатора велике снаге (трансформаторске станице) или развода електричне енергије на истом напону (разводна постројења). Трансформаторске станице и разводна постројења су сложена постројења која омогућавају функционисање и управљање електроенергетским системом као целином.

Поред далековода и постројења, преносни систем чине и други пратећи системи (телекомуникациони систем, систем даљинског управљања, сопствена потрошња и други) што све заједно преносни систем чини једним од најсложенијих инфраструктурних система.

Оператер система преноса и тржишни оператер (ТСМО) у Републици Србији који је одговоран за пренос електричне енергије кроз мрежу високог напона, рад система, пропратне услуге, управљање тржиштем електричне енергије и уравнотежење тржишта је Акционарско друштво Електромержа Србије (ЕМС АД).

Под појмом приступа систему за пренос електричне енергије подразумева се континуирано коришћење система за пренос електричне енергије од стране енергетских субјеката прикључених на овај систем у сврху предаје односно преузимања електричне енергије. Услуга приступа систему за пренос електричне енергије представља услугу коју ЕМС АД као оператор преносног система пружа енергетским субјектима прикљученим на преносни систем и на основу тога остварује приход. Услови и начин утврђивања максимално одобреног прихода ЕМС АД уређују се Методологијом за одређивање цене приступа систему за пренос електричне енергије коју доноси Агенција за енергетику РС и на основу које ЕМС АД предлаже цене приступа систему за пренос електричне енергије. Сагласност о цени приступа систему за пренос електричне енергије даје Агенција за енергетику РС. Приход по основу пружања услуге приступа систему за пренос електричне енергије представља најзначајнији и најдоминантнији извор прихода ЕМС АД. Обрачунски период за који се врши обрачун приступа је период који започиње од 07:00 сати првог календарског дана у месецу и траје до 07:00 сати првог календарског дана наредног месеца. Проблематика приступа систему за пренос електричне енергије се уређује Уговором о приступу систему за пренос који закључују ЕМС АД и енергетски субјекат који је обвезник плаћања услуге приступа. Прва примена тарифе за приступ преносном систему је започела 1. јануара 2008. године.

Да би се објекат прикључио на преносни систем, потребно је спровести следеће кораке:

- изградити Студију прикључења Објекта;
- изградити планску и техничку документацију и прибавити потребне дозволе за изградњу Прикључка;

- пратити градњу Прикључка;
- прибавити одобрење за прикључење Објекта;
- проверити испуњеност техничких услова из одобрења за прикључење Објекта, потписаних уговора и Правила о раду преносног система.

### 9.3 СИСТЕМИ ЗА ТРАНСФОРМАЦИЈУ И ДИСТРИБУЦИЈУ ЕЛЕКТРИЧНЕ ЕНЕРГИЈЕ

Системи за трансформацију и дистрибуцију електричне енергије су неопходни како би се произведена електрична енергија транспортовала до одређених потрошача и на веће даљине.

Да би се из производних система (електрана) произведена електрична енергија на напонском нивоу најчешће 15÷21 kV пренела до удаљених потрошача, прво се користе системи за трансформацију (трафостанице) у којима се врши трансформација на више напонске нивое (110 kV, 220 kV и 400 kV), а затим далеководима преноси до трафостаница дистрибутивног система. У оквиру дистрибутивних система високи напон се поново трансформише, али сада на ниже вредности (10 kV или 6 kV за индустријске потрошаче, односно 0,4 kV за домаћинства).

Трансформатор је статички електромагнетски уређај у којем се електрична енергија из једног или више наизменичних кругова који напајају примарне намотаје трансформатора преноси у један или више наизменичних кругова напајаних из секундарних намотаја трансформатора с измењеним вредностима струја и напона непромењеном фреквенцијом и снагом.

Трансформација енергије догађа се у активном делу трансформатора састављеном од намотаја (најчешће од бакра) и језгра од легуре гвожђа.

Најраспрострањенији су тзв. енергетски трансформатори који служе за пренос и расподелу електричне енергије.

Дистрибутивни систем се састоји од мреже кабловских (најчешће подземних) и надземних водова и трафостаница напона 110 kV/x (x = 35 kV или 10 kV, у Војводини 20 kV), 35 kV/10 kV, 10 kV/0,4 kV.

Од средине 2015. године, радом дистрибутивног система управља оператор дистрибутивног система (ЕПС Дистрибуција), а цену приступа систему за дистрибуцију електричне енергије, правила под којим се приступа дистрибутивном систему, као и правила о раду и правила о раду тржишта електричне енергије, одређује Агенција за Енергетику (АЕРС) [9.2], [9.3] у складу са Законом о енергетици [9.4].

У наредним табелама приказани су основни подаци о конзуму (потрошњи) и карактеристике дистрибутивне мреже којом управља ЕПС Дистрибуција.

Треба истаћи да се данас, услед значајног продора обновљивих извора електричне енергије, бележи све већи број потрошача који су уједно и произвођачи електричне

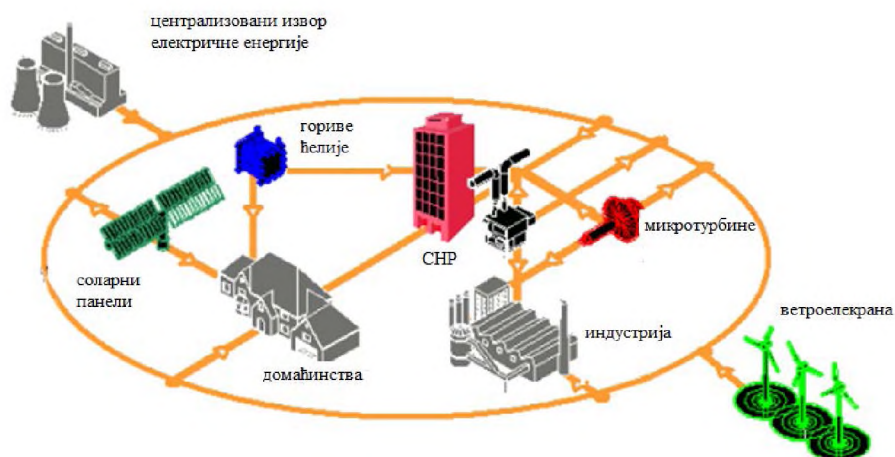
енергије, тако да се све чешће говори о дистрибуираном или децентрализованом систему производње електричне енергије (слика 9.1).

**Табела 9.1** Основни подаци о конзуму ЕПС Дистрибуције

Површина	77.453	km <sup>2</sup>
Број становника	7.186.862	
Укупан број корисника ДЕЕС	3.606.262	
Годишња преузета енергија	30.129	GWh
Максимална снага конзума	5.369	MW
Укупан број домаћинстава	3.250.327	
Просечна годишња потрошња домаћинства	4.327	kWh
Просечна месечна потрошња домаћинства	361	kWh
Просечна годишња потрошња по становнику	4.192	kWh

**Табела 9.2** Карактеристике мреже ЕПС Дистрибуције

Број ТС 110/x	183	
Даљински управљане ТС 110/x	170	
Инсталисана снага ТС 110/x	10.345,50	MVA
Број ТС 35/x	583	
Инсталисана снага ТС 35/x	6.322,99	MVA
Даљински управљане ТС 35/x	293	
Дужина далековаода 35 kV	6.823,01	km
Број ТС 20/0,4	11.141	
Инсталисана снага ТС 20/0,4	5.173,84	MVA
Дужина водова 20 kV	9.387,87	km
Број ТС 10/0,4	26.749	
Инсталисана снага ТС 10/0,4	10.115,75	MVA
Дужина водова 10 kV	32.701,80	km
Дужина водова 0,4 kV	97.076,88	km
Укупна дужина средњенапонских водова и нисконапонске мреже	145.989,56	km



Слика 9.1 Концепт будућег електроенергетског система

#### 9.4 ТРЖИШТЕ ЕЛЕКТРИЧНЕ ЕНЕРГИЈЕ

Усвајањем новог Закона о енергетици крајем 2014. године, област енергетике у домаћем законодавству је усклађена са одредбама Трећег енергетског законодавног пакета Европске уније, чиме је настављен процес увођења конкуренције у електроенергетски сектор у Србији како би се повећала ефикасност сектора кроз дејство тржишних механизма у производњи и снабдевању електричном енергијом, задржавајући притом економску регулацију делатности преноса и дистрибуције електричне енергије као природних монопола.

Од јануара 2014. године, успостављено је тржиште електричне енергије у Републици Србији тако што је прво извршено раздвајање послова снабдевања и дистрибуције електричне енергије у оквиру ЈП ЕПС формирањем привредног друштва ЕПС Снабдевање. Затим се на тржишту појавио одређени број других снабдевача који од 1. јануара 2014. године уговарају снабдевање са свим купцима, осим са домаћинствима и малим купцима са којима уговоре о снабдевању могу да потписују од 1. јануара 2015. године. Предузеће ЕПС Снабдевање је од стране Агенције за енергетику добило лиценцу за јавно снабдевање, те од тада постаје јавни снабдевач свих купаца електричне енергије који се снабдевају по регулисаним ценама. С обзиром да је ЕПС Снабдевање присутно и на отвореном тржишту електричне енергије од 1. јануара 2014. године, оно обавља послове снабдевача и осталих крајњих купаца.

Према новом Закону, измењени су услови за стицање права на гарантовано снабдевање електричном енергијом. У складу са тим, од 1. јануара 2015. право на гарантовано снабдевање по ценама које регулише Агенција за енергетику имају само домаћинства и мали купци. Након отварања тржишта електричне енергије у

Републици Србији лиценциран је велики број снабдевача електричном енергијом (укупно 101 на крају 2015. године). Део наведених снабдевача обавља ову делатност углавном у виду прекограничног промета ради транзита и трговине међу самим снабдевачима, укључујући и ЈП ЕПС. Снабдевањем крајњих купаца до сада се углавном бавило ЕПС Снабдевање, мада је неколико снабдевача такође учествовало у снабдевању ове категорије.

За развој тржишта електричне енергије, што представља новину од 2013. године, веома су значајна одговарајућа правила о промени снабдевача која се односе на снабдевање по уговору о потпуном снабдевању и утврђују да је промена снабдевача за купца бесплатна. Овим правилима обухваћени су случајеви промене снабдевача на захтев купца, прелазак на резервно или јавно снабдевање када купац по Закону на то има право, као и поступак при промени снабдевача у случају раскида уговора о продаји због неплаћања. Поступак промене снабдевача не може трајати дуже од 21 дан, рачунајући од дана предаје уредног захтева.

Цене електричне енергије које се установљују на отвореном тржишту електричне енергије деле се на тржишне цене и регулисане цене. Тржишне цене се формирају слободно и у складу са законима тржишта, па се често називају и слободне цене. С друге стране, регулисане цене су:

- цене за приступ систему за пренос;
- цене приступа систему за дистрибуцију електричне енергије (за све кориснике система);
- цене помоћних услуга (примарна регулација, регулација напона, безнапонско покретање и острвски рад).

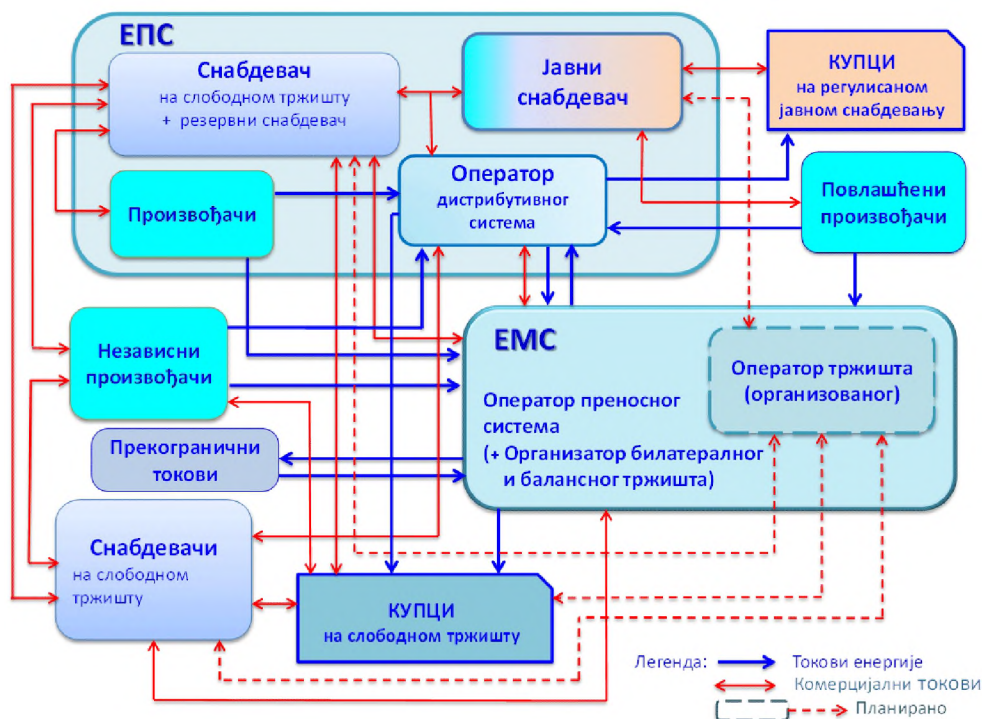
Поред наведених могу бити регулисане и цене електричне енергије за гарантовано (јавно) снабдевање и цене закупа резерве снаге за системске услуге секундарне и терцијарне регулације.

Крајњи купац који нема право на гарантовано снабдевање и нема важећи уговор о снабдевању (из разлога прописаних чланом 192. Закона о енергетици), има право на резервно снабдевање у периоду до 60 дана, у коме мора да пронађе новог снабдевача (у супротном је оператор система дужан да му обустави испоруку електричне енергије). На слици 9.2 приказана је шема тржишта електричне енергије у Републици Србији.

## 9.5 ТАРИФНИ СИСТЕМ И ТАРИФНИ СТАВОВИ

Тарифни систем је скуп прописа и правила на основу ког се крајњим корисницима врши обрачун утрошене електричне енергије.

Тарифни системи се разликују од земље до земље, а поред економских често садрже и социјалне и политичке елементе. Већина тарифних система се заснива на трошковном принципу, односно да сваки купац треба да надокнади трошкове које ствара због природе своје потрошње.



Слика 9.2 Блок шема тржишта електричне енергије у РС

У зависности од природе потрошње (јавно осветљење или приступ дистрибутивном систему) дефинишу се различите категорије купаца, групе купаца, тарифни елементи и тарифе [9.5], [9.6].

Категорије купаца се одређују у зависности од врсте мерних уређаја, односно начина мерења електричне енергије и то:

- „Потрошња на ниском напону“ (напонског нивоа до 1 kV, а активна снага, активна и реактивна енергија се утврђују мерењем);
- „Широка потрошња“ (напонског нивоа до 1 kV, испоручена активна енергија се утврђује мерењем, реактивна енергија се не мери, док се активна снага утврђује према одобреној снази прикључка).

Групе купаца се утврђују у зависности од начина мерења, услова испоруке активне енергије и намене потрошње електричне енергије. У категорији “Широка потрошња” утврђују се четири групе купаца, у зависности од начина мерења и услова преузимања активне енергије:

- „Потрошња са једнотарифним мерењем“;
- „Потрошња са двотарифним мерењем“;
- „Управљана потрошња“;
- „Управљана потрошња са посебним мерењем“.



У категорији “Широка потрошња”, утврђују се три подгрупе купаца у зависности од намене потрошње електричне енергије:

- „Домаћинство“;
- „Јавна и заједничка потрошња“;
- „Остала комерцијална потрошња“.

Тарифни елементи су обрачунске величине на које се распоређује максимално одобрени приход и то су:

- „Активна снага“, која се изражава у киловатима (kW);
- „Активна енергија“, која се изражава у киловатсатима (kWh);
- „Реактивна енергија“, која се изражава у киловарсатима (kVArh);
- „Место испоруке“, које се утврђује као аритметички просек броја места испоруке на почетку и на крају регулаторног периода.

Тарифни елементи, као обрачунске величине, утврђују се за сваку од категорија купаца. Тарифе се утврђују за сваки од тарифних елемената, по категоријама и групама купаца.

За тарифни елемент „активна снага“ утврђују се две тарифе:

- „Обрачунска снага“ (за купце из категорије „Потрошња на ниском напону“ примењује се на износ месечне максималне активне снаге, ако је месечна максимална активна снага мања или једнака одобреној снази. За купце из категорије „Широка потрошња“, утврђује се једна тарифа: „обрачунска снага“, која се примењује на одобрену снагу);
- „Прекомерна снага“ примењује се ако је измерена месечна максимална активна снага већа од одобрене снаге, тако што се на износ одобрене снаге примењује тарифа „обрачунска снага“, а на износ разлике између измерене месечне максималне и одобрене снаге, примењује се тарифа „прекомерна снага“).

За тарифни елемент „активна енергија“, у зависности од начина мерења, доба дана преузимања електричне енергије и намене потрошње електричне енергије, утврђују се тарифе:

- „Виша дневна тарифа за активну енергију“, по правилу у времену од 07 h до 23 h сваког дана;
- „Нижа дневна тарифа за активну енергију“, по правилу у времену од 00 h до 07 h и од 23 h до 24 h сваког дана.

За тарифни елемент „реактивна енергија“ утврђују се две тарифе:

- „Реактивна енергија“ и
- „Прекомерна реактивна енергија“ (ако је фактор снаге на месту преузимања из дистрибутивног система за обрачунски период мањи од 0,95, тарифа „реактивна енергија“ се примењује на износ реактивне енергије која одговара фактору снаге 0,95, а тарифа „прекомерна реактивна енергија“ се примењује на

износ позитивне разлике измерене реактивне енергије и реактивне енергије која одговара фактору снаге 0,95).

За тарифни елемент „место испоруке“ се утврђује тарифа „трошак јавног снабдевача“.

Тарифе за продају електричне енергије за све купце које снабдева јавни снабдевач у оквиру исте категорије и групе купаца једнаке су на целој територији Републике Србије.

Продата електрична енергија се обрачунава на основу тарифа за обрачунски период. Категорије корисника система одређују се у зависности од: напона на месту испоруке електричне енергије, врсте мерних уређаја, односно начина мерења. Категорије корисника система су:

- „Потрошња на средњем напону“ (напонског нивоа изнад 1 kV, а нижег од 110 kV);
- „Потрошња на ниском напону“ (напонског нивоа до 1 kV, а испоручена активна снага, активна и реактивна енергија се утврђују мерењем);
- „Широка потрошња“ (до 1 kV, а активна снага се утврђује према одобреној снази прикључка).

Тарифни елементи су обрачунске величине на које се распоређује максимално одобрени приход и то су:

- „Активна снага“. Снага се изражава у киловатима (kW);
- „Активна енергија“. Активна енергија се изражава у киловатсатима (kWh) и
- „Реактивна енергија“. Реактивна енергија се изражава у киловарсатима (kVArh).

Тарифе се утврђују за сваки од тарифних елемената, по категоријама и групама корисника система.

За тарифни елемент „активна снага“ утврђују се две тарифе:

- „Одобрена снага“ (примењује се на одобрену снагу без обзира на измерену вредност месечне максималне активне снаге у обрачунском периоду);
- „Прекомерна снага“ (примењује се ако је измерена месечна максимална активна снага већа од одобрене снаге, тако што се на износ одобрене снаге примењује тарифа „одобрена снага“, а на износ разлике између месечне максималне и одобрене снаге, примењује се тарифа „прекомерна снага“).

Месечна максимална активна снага једног корисника система из категорија „Потрошња на средњем напону“ и „Потрошња на ниском напону“ се утврђује мерењем средње петнаестоминутне активне снаге у обрачунском периоду.

За кориснике из категорије „Широка потрошња“ утврђује се једна тарифа: „одобрена снага“, која се примењује на одобрену снагу из одобрења за прикључење.

Тарифа за тарифни елемент „активна снага“ изражава се у динарима по kW.

Тарифа за тарифни елемент „прекомерна снага“ изражава се у динарима по kW.

За тарифни елемент „активна енергија“, у зависности од начина мерења, односно доба дана испоруке електричне енергије, утврђују се тарифе:

- „Виша дневна тарифа за активну енергију“ (по правилу у времену од 07 h до 23 h сваког дана);
- „Нижа дневна тарифа за активну енергију“ (по правилу у времену од 00 h до 07 h и од 23 h до 24 h сваког дана).

Виша и нижа дневна тарифа за активну енергију утврђују се за кориснике из категорије купаца: „Потрошња на средњем напону“, „Потрошња на ниском напону“, „Широка потрошња“ – групе корисника „Потрошња са двотарифним мерењем“ и „Управљана потрошња“.

Тарифе за тарифни елемент „активна енергија“ се изражавају у динарима по kWh.

За тарифни елемент „реактивна енергија“ утврђују се две тарифе:

- „Реактивна енергија“;
- „Прекомерна реактивна енергија“ (примењује се на износ реактивне енергије која одговара фактору снаге 0,95, а тарифа „прекомерна реактивна енергија“ се примењује на износ позитивне разлике измерене реактивне енергије и реактивне енергије која одговара фактору снаге 0,95).

Тарифе за тарифни елемент „реактивна енергија“ изражавају се у динарима по kVAh.

Тарифе су једнаке за све кориснике система истог оператора система у оквиру исте категорије и групе корисника, без обзира на дужину дистрибутивног пута.

Услуга приступа систему за дистрибуцију електричне енергије се обрачунава корисницима система на основу тарифа за обрачунски период.

У документима [9.5] и [9.6] дате су формуле за израчунавање појединих тарифа и њихово детаљно објашњење.

#### **9.5.1 Пример обрачуна за утрошену електричну енергију индустријског потрошача**

Индустријски потрошачи електричне енергије као купци електричне енергије морају да имају одговарајући уговор о снабдевању електричном енергијом по тржишним условима. Обрачун електричне енергије за ове купце се врши по важећој методологији за одређивање цене приступа систему за дистрибуцију електричне енергије уколико су прикључени на дистрибутивну мрежу, односно методологији за одређивање цене приступа систему за пренос електричне енергије ако су прикључени на преносну мрежу [9.4], [9.5], [9.6]. На следећој слици је дат пример обрачуна за утрошену електричну енергију једног великог индустријског потрошача из децембра 2016. године. На слици су црвеним бројевима означене поједине позиције обрачуна, а испод слике су дата објашњења тих позиција. Назив потрошача, као и остали подаци који би указивали на то о ком потрошачу је реч због заштите приватности нису приказани.

**ЕЛЕКТРОПРИВРЕДА СРБИЈЕ** ЈП ЕПС Београд ПИБ: 103920327  
11000 Београд, Царице Милице 2 Матични број: 20053658

### ОБРАЧУН ЗА ЕЛЕКТРИЧНУ ЕНЕРГИЈУ - ДЕЦЕМБАР 2016

Обрачун број:   
Место издавања: Београд  
Датум издавања: 11.01.2017  
Датум промета и акције: 01.01.2017  
Датум доспећа: 27.01.2017

Број места мерења:

Уговор број: ---  
Категорија: Потрошња на средњем напону  
Врста снабдевања: Комерцијално снабдевање  
Одобрена снага (kW): 20.300  
Период обрачуна: 02.12.2016 - 01.01.2017

Приликом уплате на текући рачун 845-484849-65 позвати се на број модел 97.

ПИБ:  МБ:

Место мерења:

#### 1. ОЧИТАНЕ ВРЕДНОСТИ

Број бројила	Датум очитавања	Обрач. величина	Стање бројила				Обрач. константа	Коеф. својства	Енергија за обрачун		Стање макс.	Константа максим. тока	Средња снага	Снага (kW)
			Претходно стање		Ново стање				ВТ	НТ				
			ВТ	НТ	ВТ	НТ								
N1004	01.01.2017	kWh	0	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	
Корекција	01.01.2017	kVAh	0	0	0	0	1	6.761.464	3.537.099	0	1	0	17.172	
		kVAh						4.279.342	0					

#### 2. ОБРАЧУН ЗА ИСПОРУЧЕНУ ЕЛЕКТРИЧНУ ЕНЕРГИЈУ

Р.бр.	Назив	Јед. мере	Испоручена количина	Јединична цена (EUR)	Ср.курс НБС на дан промета(РСД)	Јединична цена (РСД)	Укупно (РСД)
1	Активна електрична енергија у ВТ	kWh	6.761.464	0,04479	123,4723	5,530324	37.393.086,63
2	Активна електрична енергија у НТ	kWh	3.537.099	0,02881	123,4723	3,557237	12.582.299,44
Укупно за испоручену електричну енергију:							49.975.386,07

#### 3. ОБРАЧУН ЗА ПРИСТУП СИСТЕМУ ЗА ДИСТРИБУЦИЈУ ЕЛЕКТРИЧНЕ ЕНЕРГИЈЕ

Реактивна енергија за  $\cos\phi(0.95) = 3.385.138$

Р.бр.	Назив тарифе	Обрачунска величина	Количина за обрачун	Јединична цена (РСД)	Укупно (РСД)
1	Одобрена снага	kW	20.300	93,0270	1.888.448,10
2	Виша дневна тарифа за активну енергију	kWh	6.761.464	0,9710	6.565.381,54
3	Нижа дневна тарифа за активну енергију	kWh	3.537.099	0,3240	1.146.020,08
4	Реактивна енергија	kVAh	3.385.138	0,4540	1.536.852,65
5	Прекомерна реактивна енергија	kVAh	894.204	0,9070	811.043,03
6	Прекомерна снага	kW	0	372,1100	0,00
Укупно за приступ систему за дистрибуцију електричне енергије:					11.947.745,40

#### 4. ОБРАЧУН НАКНАДЕ ЗА ПОДСТИЦАЈ ПОВЛАШЉЕНИХ ПРОИЗВОЂАЧА ЕЛЕКТРИЧНЕ ЕНЕРГИЈЕ

Р.бр.	Назив тарифе	Обрачунска величина	Количина за обрачун	Јединична цена (РСД)	Укупно (РСД)
1	Накнада за подстицај повлашћених произвођача ел. енергије (Службени гласник РС бр.7 од 23.01.2015.године)	kWh	10.298.563	0,093	957.766,36
Укупно накнаде за подстицај повлашћених произвођача електричне енергије:					957.766,36

#### 5. РЕКАПИТУЛАЦИЈА ОБРАЧУНА

1	Испоручена електрична енергија	49.975.386,07
2	Приступ систему за дистрибуцију електричне енергије	11.947.745,40
3	Накнада за подстицај повлашћених произвођача ел. енергије	957.766,36
4	Основица за обрачун акције (4=1+2+3)	62.880.897,83
5	Износ обрачунате акције (стопа 7,5%) (5=4*0.075)	4.716.067,34
6	Основица за ПДВ (6=4+5)	67.596.965,17
7	Порез на додатну вредност 20% (7=6*0.20)	13.519.393,03
8	Такса за јавни медијски сервис	0,00
9	Укупно за обрачун (9=6+7+8)	81.116.358,20

Слика 9.3 Рачун за утрошену електричну енергију по тржишним условима

Бројеви на претходној слици имају следећа значења:

1. **Подаци о купцу** (ПИБ, матични број, назив и адреса);
2. **Категорија корисника система** (у конкретном случају реч је о кориснику система чији су објекти прикључени на систем за дистрибуцију електричне енергије средњег напона нивоа 110kV којем се испоручена активна снага, активна и реактивна енергија утврђује мерењем);
3. **Одобрена снага** (у киловатима - kW) за корисника система је снага која је одређена у одобрењу за прикључење, електроенергетској сагласности или другом акту којим је одобрено прикључење објекта корисника система, а за објекте постојећих корисника система који немају одобрену снагу на начин утврђен прописом којим се уређују услови испоруке електричне енергије;
4. **Место мерења** је адреса купца на којој се налази мерно место са мерним уређајем (бројилом);
5. **Очитане вредности** представљају податке са обрачунског мерног уређаја (бројила), на месту мерења и то: број бројила (серијски број бројила који уписује произвођач), стање обрачунских регистара у бројилу за тарифне елементе: “активна енергија” и “реактивна енергија”, по тарифама (“виша дневна тарифа” и “нижа дневна тарифа”), “активна снага”, на дан очитавања. Такође, садржи податке о обрачунској константи која је производ преносних односа струјних и напонских мерних трансформатора, ако постоје на месту мерења. Ако не постоје, обрачунска константа има вредност 1. Енергија за обрачун [kWh] и снага [kW] се добијају тако што се вредности поменутих тарифних елемената множе са обрачунском константом;
6. **Обрачун за испоручену електричну енергију** садржи обрачунске податке на основу којих лиценцирани снабдевач, са којим купац има потписан уговор о продаји електричне енергије, наплаћује купцу преузету електричну енергију у обрачунском периоду, а према свом ценовнику који је саставни део уговора о продаји електричне енергије. Снабдевач наплаћује купцу потрошену активну електричну енергију у обрачунском периоду која се изражава у [kWh];
7. **Јединична цена** по којој лиценцирани снабдевач са којим купац има потписан Уговор о продаји електричне енергије наплаћује купцу преузету активну енергију у обрачунском периоду и која је саставни део Уговора о продаји електричне енергије;
8. **Обрачун за приступ систему за дистрибуцију електричне енергије** садржи обрачунске податке на основу којих оператор дистрибутивног система обрачунава купцу услугу дистрибуције електричне енергије у обрачунском периоду. У оквиру тарифиног елемента “активна снага” (снага се изражава у киловатима [kW]) обрачунавају се тарифе: “одобрена снага” и “прекомерна снага”. Тарифа “одобрена снага” се примењује на одобрену

снагу без обзира на измерену вредност месечне максималне активне снаге у обрачунском периоду. Тарифа “прекомерна снага” се примењује ако је измерена месечна максимална активна снага већа од одобрене снаге, тако што се на износ одобрене снаге примењује тарифа “одобрена снага”, а на износ разлике између месечне максималне и одобрене снаге, примењује се тарифа “прекомерна снага” [9.5]. Месечна максимална активна снага једног корисника система из категорија “Потрошња на средњем напону” се утврђује мерењем средње петнаестоминутне активне снаге у обрачунском периоду. У оквиру тарифног елемента “активна енергија” (активна енергија се изражава у киловатсатима [kWh]) обрачунавају се тарифе: “виша дневна тарифа за активну енергију” и “нижа дневна тарифа за активну енергију” [9.5]. У оквиру тарифиног елемента “реактивна енергија” (реактивна енергија се изражава у киловарсатима [kVArh]) обрачунавају се тарифе: “реактивна енергија” и “прекомерна реактивна енергија”. Тарифа “реактивна енергија” се примењује на износ измерене реактивне енергије, ако је фактор снаге на месту испоруке за обрачунски период већи или једнак 0,95. Ако је фактор снаге на месту испоруке за обрачунски период мањи од 0,95, тарифа “реактивна енергија” се примењује на износ реактивне енергије која одговара фактору снаге 0,95, а тарифа “прекомерна реактивна енергија” се примењује на износ позитивне разлике измерене реактивне енергије и реактивне енергије која одговара фактору снаге 0,95 [9.5];

9. **Јединична цена** по тарифама из важећег ценовника за приступ и коришћење система за дистрибуцију електричне енергије;
10. **Накнада за подстицај повлашћених произвођача електричне енергије** се обрачунава и наплаћује на основу Уредбе о начину обрачуна и расподеле накнаде за подстицај повлашћених произвођача електричне енергије. Обрачунава се као производ укупно измерене активне електричне енергије у обрачунском периоду изражене у kWh и висине накнаде која се утврђује у складу са прописима Републике Србије, изражене у РСД/kWh. Тренутно ова накнада износи 0,093 РСД/kWh;
11. **Рекапитулација обрачуна** представља збирни приказ енергетских обрачунских величина, по сегментима, и таксама у складу са прописима Републике Србије, подстицај повлашћених произвођача, акциза, ПДВ.

## 9.6 КВАЛИТЕТ ЕЛЕКТРИЧНЕ ЕНЕРГИЈЕ

Сам термин „квалитет електричне енергије” веома се често користи у литератури као синоним за поузданост напајања, квалитет услуге, квалитет напона (струје) или квалитет напајања. Упркос великој заступљености у стручној литератури и чињеници да се квалитет електричне енергије све више сматра веома важним аспектом у поузданом, сигурном и ефикасном раду електричних машина и целог ЕЕС, експлицитна дефиниција заправо нигде не постоји.

Најједноставније речено, појам „квалитет електричне енергије” користи се за описивање варијација напона, струја и учестаности у електроенергетским системима. Ако се временски погледа уназад, највећи број енергетске опреме у стању је да исправно ради дуги низ година, упркос релативно великим варијацијама поменути три параметра. Међутим, у последњих десетак година, инсталира се све већи број уређаја чија је толеранција на промене електричних параметара знатно нижа. То су углавном уређаји и погони који су контролисани енергетском електроником, погонима једносмерне струје, затим рачунарима, програмабилним логичким контролерима (*PLC*), итд. Да ствар буде сложенија, управо све прецизнија и „финија” контрола процеса доводи до развоја процеса који су још осетљивији на поремећаје у електроенергетској мрежи, па тако поремећаји који су деценијама сматраним уобичајеним и прихватљивим, сада могу да изазову прекиде у производњи, што доводи до знатног увећања трошкова. Због свега овога, неопходно је узимати у обзир и нека нова разматрања која раније нису била од значаја.

Како је дијапазон узрочника који доводе до нарушавања квалитета електричне енергије веома широк, тешко их је у литератури наћи све побројане и објашњене на једном месту. Такође, њихова подела и класификација нису универзалне и разликују се од аутора до аутора. Тако, примера ради, постоји подела [9.7] на:

- мале и предвидиве узрочнике (нпр. домаћинства и мања предузећа која генеришу више хармонике),
- велике и случајне (нпр. електролучне пећи које доводе до флукуације напона и појаве фликера) и
- велике и предвидиве (нпр. статички конвертори у топионицама, *HVDC* пренос електричне енергије који изазива појаву виших хармоника).

С друге стране, постоји и подела која се базира на месту настанка проблема [9.8], и оваква подела може бити веома корисна у даљим анализама и развоју пројеката за побољшање квалитета електричне енергије, а то су непредвидиви догађаји и случајеви везани за саму електропривреду.

Одређени број сметњи у електроенергетском систему настаје као последица природних или неких других, непредвидивих појава. Ту спадају атмосферска пражњења, геомагнетно индуковане струје услед соларних олуја (*GIC*), затим резонанца, ферорезонанца кварови у електричној мрежи. Проблематиком у вези са овом групом поремећаја требало би да се баве електропривредна предузећа.

Што се тиче електропривреде постоје три главна извора лошег квалитета електричне енергије.

### Електране

Иако синхроне машине генеришу скоро савршен синусоидалан напон (садржај хармоника мањи од 3%), у електранама се ипак јављају проблеми у вези са квалитетом електричне енергије. Примера ради, кратки спојеви у електрани могу изазвати пад напона или пропаде напона (и) у мрежи, ремонти на производним

блоковима могу допринети смањењу снаге кратког споја у делу ЕЕС (што може довести до повећања нивоа виших хармоника и фликера), итд. Такође, све већа примена обновљивих извора енергије доводи и до пораста броја уређаја енергетске електронике који се користе у фази производње електричне енергије, што може додатно утицати на параметре квалитета.

### **Преносни систем**

Релативно мали број проблема квалитета електричне енергије настаје у преносном систему. Типични проблеми који се ипак могу јавити су љуљање проводника далековода услед јаких ветрова што може довести до прекида напајања или варирања напона, транзијентни пренапони (настали као последица атмосферских пражњења или укључења/искључења кондензаторских батерија), привремени поднапони (као последица кварова), прекиди напајања (као последица планираних искључења). Такође, проблеми могу настати и као последица укључења трансформатора (што доводи до појаве струја укључења које имају веома висок садржај виших хармоника), неправилног рада уређаја за регулацију напона (што може довести до дуготрајних варирања напона), континуалног укључења потрошача (што изазива дуготрајне промене напона), затим као последица короне, магнетних поља, експлозије изолатора, употребе *FACTS* уређаја [9.9], преноса других сигнала енергетским водовима [9.10], као и у случају *HVDC* система [9.11].

### **Дистрибутивни систем**

Најчешћи поремећаји квалитета електричне енергије који се јављају у дистрибутивном систему су привремени поднапони, привремени пренапони, транзијентни пренапони, укључења трансформатора, неправилан рад уређаја за регулацију напона, споре промене напона, електромагнетна поља и пренос високофреквентних сигнала енергетским водовима.

### **Потрошачи**

Сами потрошачи, односно њихова оптерећења, генеришу можда и највећи број проблема квалитета електричне енергије. Најчешћи међу њима су виши хармоници (генерисани од стране нелинеарних оптерећења, уређаја енергетске електронике, обновљивих извора енергије, уређаја за непрекидно напајање (*UPS*), рачунара, факс машина, ласерских штампача, живин извор светлости ниског притиска), низак фактор снаге (услед високо индуктивних потрошача, попут асинхронних мотора и уређаја за климатизацију), фликери (генерисани радом електролучних пећи), транзијенти (настали као последица комутација, варничења и електростатичких пражњења), неадекватно уземљење (што изазива највише проблема код потрошача), варирање учестаности (приликом употребе резервних извора напајања, као што су дизел агрегати).

Утицај крајњих НН и СН потрошача на преносну мрежу, односно мрежу ВН и ВВН, дефинише се кроз трансфер–кофицијенте.



### Регулатива у производњи и монтажи опреме

Недостатак одговарајућих стандарда за тестирање, сертификацију, набавку, монтажу и употребу електронске опреме и уређаја главни је узрок проблема квалитета електричне енергије.

Због свега претходно наведеног, решавање проблема квалитета електричне енергије мора да се решава са три стране:

Електропривреда треба да пројектује и одржава електроенергетски систем и да њиме управља, а да притом минимизира лош утицај на квалитет електричне енергије.

Крајњи корисник треба да обрати пажњу да електричне инсталације и уземљења буду правилно изведена, као и да користи електронску опрему и уређаје са што бољим перформансама.

Произвођачи опреме морају да конципирају електронске уређаје, такве да генеришу што мање поремећаја, а да су притом имуни на евентуалне поремећаје који долазе из електричне мреже.

#### 9.6.1 Законска регулатива

Међународним стандардом EN 50160:2010 [9.12], односно идентичном националном верзијом SRPS EN50160:2012 [9.13] и изменама донетим 2015. године [9.14] утврђују се карактеристике напона испоручене електричне енергије из јавних електричних мрежа. Овим европским стандардом дефинишу се, описују и утврђују главне карактеристике наизменичног напона на местима прикључења корисника на мрежу напајања у јавним нисконапонским, средњенапонским и високонапонским електричним мрежама у нормалним условима рада. Овим стандардом утврђују се границе или вредности у оквиру којих се очекује остварење утврђених карактеристика напона на било ком месту прикључења корисника у јавним европским електричним мрежама, а не утврђују се уобичајене ситуације које су проузроковане од стране корисника мреже.

Предмет овог европског стандарда је да дефинише, опише и утврди карактеристике напона напајања у погледу [9.13]:

- а) фреквенције;
- б) величине (амплитуде);
- в) таласног облика;
- г) симетричности фазних напона.

Ове карактеристике су подложне променама током нормалног рада система напајања услед промена оптерећења, сметњи које изазива одређена опрема и појави кварова који су углавном настали услед спољних поремећаја.

SRPS EN50160:2012 прописује се мерење следећих карактеристика мрежног напона:

1. Варијација мрежне фреквенције;
2. Споре промене напона;
3. Пренапони и падови напона ( $\leq 1$  мин);
4. Кратки прекиди ( $\leq 3$  мин);

5. Неочекивани, дуги прекиди (>3мин);
6. Привремени пренапони (фаза–уземљење);
7. Прелазни пренапони (фаза–уземљење);
8. Напонско–фазна несиметрија;
9. Присуство хармонијских напона (укупно хармонијско изобличење – THD).

У табели 9.3 дате су прихватљиве граничне вредности дефинисане стандардом [9.13].

**Табела 9.3** Параметри квалитета који се мере, време и начин њиховог контролисања и мерења

Карактеристика мрежног напона	Прихватљиве граничне вредности	Интервал мерења	Контролни период
Варијација мрежне фреквенције	49,5Hz до 50,5Hz	10 s	1 недеља
Споре промене напона	230V ± 10%	10 min	1 недеља
Пренапони и падови напона (≤1мин)	10 до 1000 пута годишње (испод 85% номиналне вредности)	10 ms	1 година
Кратки прекиди (≤3мин)	10 до 100 пута годишње (испод 1% номиналне вредности)	10 ms	1 година
Неочекивани, дуги прекиди (>3мин)	10 до 50 пута годишње (испод 1% номиналне вредности)	10 ms	1 година
Привремени пренапони (фаза–уземљење)	просечно < 1,5 kV	10 ms	није прописано
Прелазни пренапони (фаза–уземљење)	просечно < 6 kV	није прописано	није прописано
Напонско–фазна несиметрија	просечно 2% – 3%	10 min	1 недеља
Укупно хармонијско изобличење (THD)	8% укупног хармонијског изобличења	10 min	1 недеља

Поред стандарда EN 50160 и стандарда серије IEC 61000 [9.15], [9.16], [9.17], [9.18], [9.19], [9.20], [9.21] који дају препоруке у погледу електромагнетне компатибилности у домаћем законодавству се користе и правила и уредбе донете од стране АЕРС–а и оператора дистрибутивног и преносног система [9.2], [9.3], [9.23], [9.24].

### 9.6.2 Дефинисање вредности појединих параметара

У овом поглављу су детаљније објашњени поједини параметри квалитета електричне енергије који се прате, као и граничне вредности утврђене стандардом [9.13].

#### Мрежна фреквенција

Фреквенција мрежног напона представља број понављања основног хармоника напона напајања у јединици времена мереног током одређеног временског периода. Номинална, односно стандардима прописана фреквенција мрежног напона напајања је 50 Hz. При нормалним радним условима, средња вредност основне фреквенције у

некој електроенергетској мрежи, током временског интервала од 10 секунди, мора бити у следећим опсезима:

- код мрежа повезаних са електроенергетским системом: 50 Hz +1% (тј. од 49,5 Hz до 50,5 Hz ) током 99,5% сваке недеље у току целе године, односно: 50 Hz +4% / –6% (тј. од 47 Hz до 52 Hz ) у преосталих 0,5% сваке недеље.
- код мрежа које нису повезане са електроенергетским системом остало је све исто: 50 Hz +2% (тј. од 49 Hz до 51 Hz ) током 95% недељног периода, односно: 50 Hz +15% (тј. од 42,5 Hz до 57,5 Hz ) у преосталих 5% сваке недеље.

#### **Вредност мрежног напона**

Мрежни напон чија ефективна вредност није већа од 1000V се назива ниски напон (НН), док је мрежни напон чија се ефективна вредност креће у границама од 1 kV до 35 kV средњи напон (СН). Високи напон (ВН) је називни напон изнад 36 kV, а овим стандардом [9.13] су обухваћене вредности називног напона до и укључујући 150 kV. Номинална, тј. прописана ефективна вредност мрежног напона нисконапонске електроенергетске мреже износи:

- за трофазне мреже са четири проводника:  $V_n = 230V$  између фазних и неутралног проводника
- за трофазне мреже са три проводника:  $V_n = 230V$  између фазних проводника.

#### **Спора промена напона**

Споре промене напона представљају пораст или опадање ефективне вредности напона, изазвани променом укупног оптерећења у некој електроенергетској мрежи или неком њеном делу. При нормалним радним условима, без узимања у обзир прекида напајања, 95% десетоминутних средњих ефективних вредности напона напајања у току недељног интервала мора бити у опсегу:  $V_n +10\%$ . Преосталих 5% десетоминутних средњих ефективних вредности напона напајања недељног интервала мора бити у опсегу:  $V_n +10\% / -15\%$  (тј. максимално: 253 V, а минимално: 199,5 V).

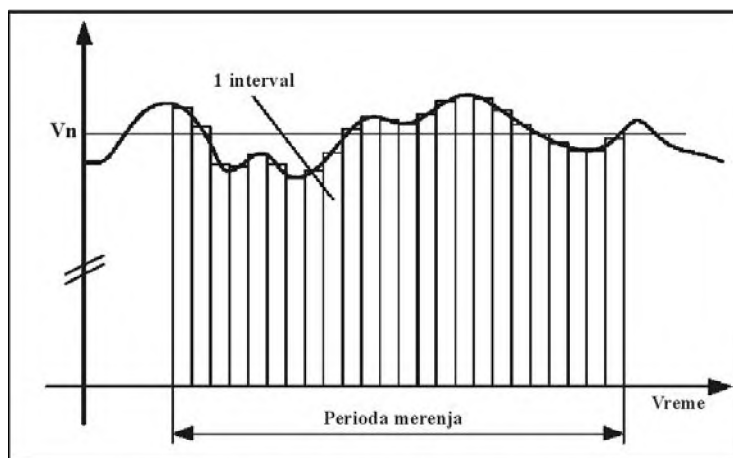
#### **Брзе промене напона**

Брзе промене напона представљају брза промена ефективне вредности напона, између два узастопна напонска нивоа одређеног, али не и чврсто дефинисаног трајања и углавном изазивају промене оптерећења у постројењима потрошача. При нормалним радним условима брза промена по правилу не прелази 5% номиналног напона. Међутим, под одређеним околностима могу се више пута дневно појавити краткотрајне брзе промене напона до 10%  $V_n$ . Промена напона која узрокује пад напона напајања на мање од 1%  $V_n$ , сматра се прекидом напона, тј. напајања.

На слици 9.4 је приказан принцип мерења варијација напона.

### Интензитет треперења (фликера)

Треперење или фликер је голим оком приметно прекидање напона, изазвано под дејством светлосних ефеката. Треперење напона могу да изазову промене светлосне јачине сијалице, а изнад одређене границе ова појава почиње да смета. Сметње су све израженије што је амплитуда промене напона већа. При одређеним бројевима понављања у јединици времена сметње су могуће већ и при врло малим амплитудама.



Слика 9.4 Принцип мерења варијација напона

Интензитет сметњи услед светлосног треперења који се по UIE-IEC поступку за одмеравање треперења оцењује и утврђује помоћу следећих величина:

- јачина краткотрајног треперења  $P_{st}$  мерена током временског интервала од десет минута
- јачина дуготрајног треперења  $P_{lt}$ , која се на основи низа од дванаест вредности  $P_{st}$  током временског интервала од два сата, рачуна према једначини:

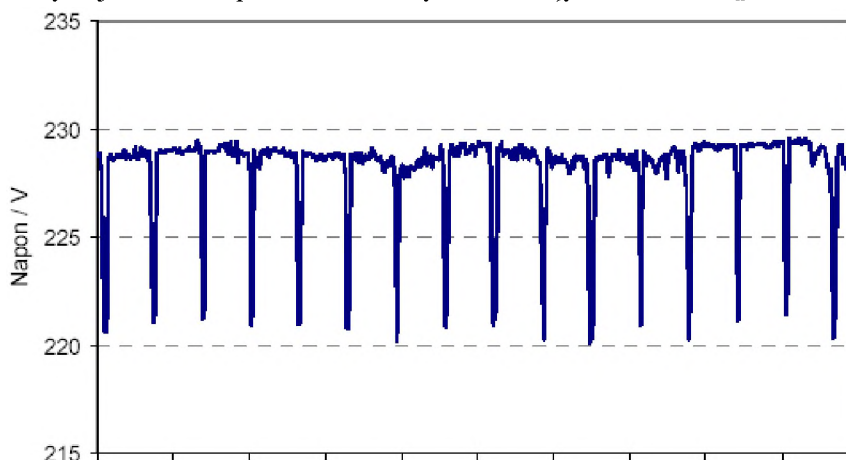
$$P_{lt} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^{12} \frac{P_{st}^3}{12}} \quad (9.1)$$

При нормалним радним условима интензитет дуготрајног треперења због промена напона не сме током било које недеље прелазити вредност:  $P_{lt} = 1$ . Реакција на треперење је субјективна и може бити врло различита зависно од узрока треперења и од времена у коме долази до треперења. У појединим случајевима, сметње су могуће већ код вредности  $P_{lt} = 1$ , док у другим случајевима сметњи нема ни при великим вредностима  $P_{lt}$ . На слици 9.5 приказан је пример појаве фликера.

### Пропади напона

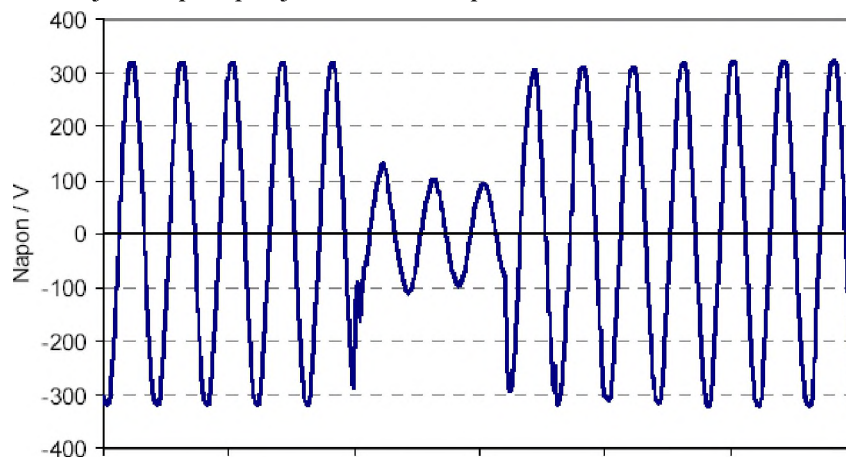
Пропади напона настају углавном због кварова у постројењима потрошача или у јавној мрежи. Пропади напона практично су непредвидиви, изразито случајни

догађаји. Њихов годишњи број је врло различит, зависно од врсте електроенергетске мреже и од посматране тачке мреже. Осим тога, њихова расподела током године може бити врло неравномерна. Очекивани годишњи број пропада напона може при нормалним радним условима бити од неколико десетина до хиљаду. Већина пропада напона краћа је од 1s, а дубине пропада мање су од 60%  $V_n$ . Међутим, поједини пропади могу бити дужег трајања и веће дубине пропада. У неким мрежама се врло често могу појављивати пропади напона дубине између 10% и 15%  $V_n$ .



Слика 9.5 Пример појаве напонског треперења (фликера)

На слици 9.6 је дат пример појаве напонског пропада.



Слика 9.6 Појава пропада напона

#### Кратки прекиди напона

При нормалним радним условима кратки прекиди напона појављују се са учесталошћу од неколико десетина до више стотина годишње. Трајање око 70% кратких прекида напајања мора бити краће од једне секунде. У појединим

публикацијама полази се од претпоставке да кратки прекиди напона напајања не трају дуже од једног минута. Међутим, понекад се примењују заштитни склопови који, ради спречавања других прекида, захтевају време прекида од три минута.

### **Дуги прекиди напона**

Случајни прекиди напајања већином су изазвани спољним догађајима, које испоручилац електричне енергије не може спречити. С обзиром да постоје велике разлике у врстама постројења и структурама мрежа у различитим државама и с обзиром на непредвидиве утицаје трећих страна и временских прилика, није могуће навести типичне вредности учестаности и трајања дугих прекида напајања. Зависно од места, може се при нормалним радним условима годишње појавити од мање од 10 па до преко 50 дугих прекида напона који трају преко три минута. Оријентационе вредности за пролазне прекиде напајања нису наведене, јер се о тим прекидима унапред обавештавају потрошачи.

### **Повремени превисоки напони између фазних проводника и земље**

Повремени превисоки напон мрежне фреквенције по правилу се појављује при квару у електроенергетској мрежи или у неком постројењу потрошача. Он нестаје кад се сметња отклони и искључи. При нормалним радним условима ти превисоки напони могу, због измештања звездишта трофазног система, достићи вредност линијског напона. Под одређеним околностима кратак спој на горњонапонској страни трансформатора мреже може на доњонапонској страни изазвати превисоки напон (пренапон) за време док тече струја кратког споја. Ти превисоки напони по правилу не прелазе ефективну вредност од 1,5 kV (али могу бити и знатно већи).

### **Транзијентни превисоки напони између фазних проводника и земље**

То су краткотрајни превисоки напони, који су по правилу веома пригушени, а трају неколико милисекунди или мање. Транзијентне превисоке напоне обично изазивају атмосферска избијања или прегоривања осигурача. Време пораста транзијентних превисоких напона креће се од мање од једне микросекунде до неколико милисекунди. Транзијентни превисоки напони обично не прелазе вршну вредност од 6 kV. Међутим, повремено се појављују и веће вредности. Времена пораста крећу се у широком опсегу: од знатно краће од микросекунде, па до неколико милисекунди. Енергија транзијентног превисоког напона врло је различита и зависи од његовог узрока. У односу на превисоки напон изазван повезивањем потрошача на мрежу, превисоки напон индициран атмосферским пражњењем има већу вршну вредност, али мању енергију. То је последица тога што превисоки напони (пренапони) услед повезивања на мрежу по правилу трају дуже. При избору уређаја за заштиту од превисоких напона у неком постројењу потрошача, мора се одабрати решење које ће задовољити захтеве који се односе на обе поменуте врсте пренапона.

### Напон виших хармоника

То је простопериодични напон чија је фреквенција целобројни умножак фреквенције основног хармоника. Вредност виших хармоника напона може се одредити:

- појединачно, на основу вредности њихових амплитуда  $V_n$  сведеним на амплитуду основног хармоника  $V_1$ , где је  $n$  – редни број вишег хармоника напона;
- заједнички, помоћу укупног хармонијског изобличења THD, које се израчунава према једначини:

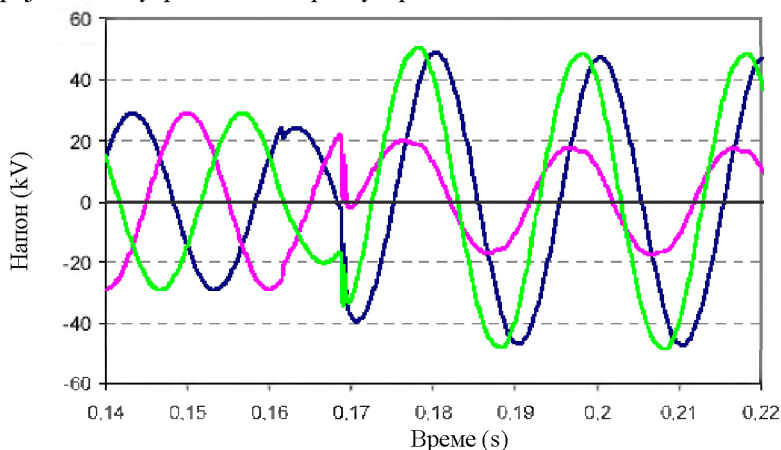
$$THD = \frac{1}{V_1} \sqrt{\sum_{n=2}^{40} (V_n)^2} 100\% \quad (9.2)$$

Више хармонике мрежног напона углавном изазивају виши хармоници струје нелинеарних оптерећења потрошача, који су прикључени на различите нивое напонске мреже. Ти виши хармоници струје стварају на импедансама мреже одговарајуће више хармонике напона. Виши хармоници струје и импедансе мреже, а тиме и виши хармоници напона на месту предаје, мењају се током времена.

У табели 9.4 приказана су типична хармонијска изобличења појединих потрошача, укључујући и таласне облике струје.

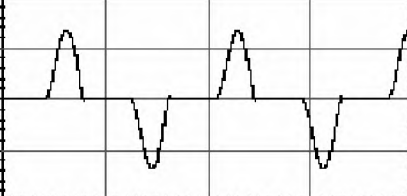
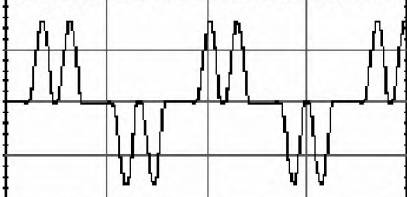
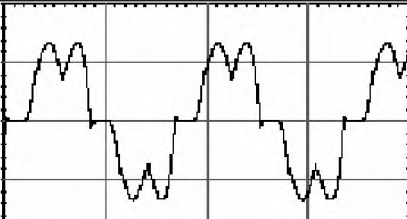
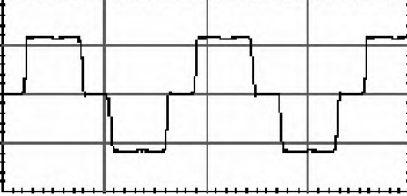
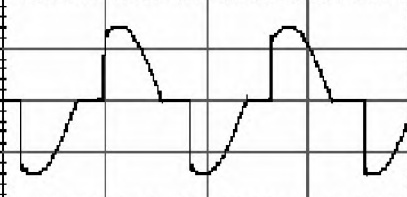
### Несиметрија (асиметрија) напона

Стање у трофазној мрежи при коме ефективне вредности напона између фазних и нултог проводника или фазни помераји између узастопних фаза нису једнаки. Мери се као одступање у односу на идеални трофазни систем код кога су амплитуде напона све три фазе једнаке, а фазни помераји су тачно  $120^\circ$ . На слици 9.7 дат је пример несиметрије напона узроковане кваром у мрежи.



Слика 9.7 Појава напонске несиметрије узроковане кваром

Табела 9.4 Хармонијска изобличења струје појединих потрошача

Врста уређаја	Типичан таласни облик струје	Просечно укупно хармонијско изобличење (THD)
монофазни уређај за напајање (исправљач и кондензатор)		80% (велики удео 3. хармоника)
исправљач са кондензатором без индуктивности		80%
исправљач са кондензатором и са индуктивношћу		40%
струјни исправљач са великом индуктивношћу		28%
регулатор АС напона		променљива вредност



### **Сигнални напони, суперпонирани напону напајања**

То су сигнали суперпонирани напону напајања који служе за пренос информација у јавној електроенергетској мрежи и у постројењу потрошача. Разликују се следећи сигнални напони у јавним електроенергетским мрежама:

- сигнали мрежног тонфреквенцијског управљања (MTU) – суперпонирани синусни сигнални напони у фреквенцијском опсегу од 110 Hz до 3000 Hz;
- сигнали фреквенције носиоца – суперпонирани синусни сигнални напони у фреквенцијском опсегу од 34 kHz до 148,5 kHz;
- сигналне ознаке напона напајања – суперпонирани краткотрајне промене напона у одабраним временским тренуцима.

#### **9.6.3 Искуства из окружења и ЕУ**

Квалитет електричне енергије представља технички најкомплекснији аспект квалитета снабдевања електричном енергијом. Проблеми који се јављају, тј. поремећаји и њихове последице, различито се сагледавају од стране оператора мреже и од стране корисника. Такође, подела одговорности је веома битна, па је то усвојено као важан принцип за развој и имплементацију прописа.

У земљама Европске уније постоји документ којим се наводи да одговарајући регулаторни органи имају обавезу успостављања или усвајања стандарда и захтева у области квалитета напајања електричном енергијом [9.12]. Очекивани резултат овакве одредбе требало би да буде повећано учешће националних регулаторних органа у стварању и даљем развоју националних стандарда у овој области (поготово у оним земљама у којима неки од тих стандарда недостају или нису потпуни).

Стандарди који се тренутно примењују чине спектар различитих европских и/или националних стандарда. Један од најважнијих, а вероватно и најраспрострањенији стандард у овој области је EN 50160 [9.12], који даје преглед поремећаја квалитета напона и одговарајућа ограничења или препоручене вредности. С друге стране, стандарди попут IEC 61000–4–30 [9.15] баве се мониторингом квалитета електричне енергије (PQ).

Улога регулативе у области квалитета електричне енергије, јесте да се избегне утицај напонских поремећаја из мреже на правилно функционисање и радни век опреме и уређаја. У пракси, то је готово немогуће постићи увек, али је вероватноћа да ће нешто поћи наопако знатно смањена захваљујући скупу стандарда о електромагнетској компатибилности који издаје IEC (International Electrotechnical Commission). Ови стандарди се преузимају од стране CENELEC (European Committee for Electrotechnical Standardization) као усаглашени европски стандарди, а у складу са одговарајућом директивом [9.22].

Иако Србија није у саставу Европске уније, у области енергетике се примењује европска регулатива на основу чланства у Енергетској заједници. Као чланица ECRB

учествује у развоју нових и побољшању већ постојећих, како националних препорука и стандарда, тако и европских.

На светском нивоу постоји велики број стандарда и сродних документа (у виду препорука и смерница) који се односе на квалитет електричне енергије. Најпознатији међу њима (и највише примењивани) су следећи документи:

- IEC (енг. *International Electrotechnical Commission*) стандарди;
- EN (енг. *European Norms*) стандарди;
- VDE (нем. *Verein Deutscher Elektrotechniker*) стандарди;
- BS (енг. *British Standards*) стандарди;
- Северноамерички стандарди, прихваћени у Северној Америци и неким државама Јужне Америке:
  - а) IEEE (енг. *Institute of Electrical and Electronic Engineering*) стандарди,
  - б) ANSI (енг. *American National Standards Institute*) стандарди,
  - в) MIL–Specs (енг. *Military Specifications*);
- CBEMA (енг. *Computer Business Equipment Manufacturers Association*) криве;
- ITIC (енг. *Information Technology Industry Council*) криве.

Стандарди, технички извештаји и препоруке у вези са квалитетом електричне енергије који су тренутно доступни и могу се наћи на тржишту су:

1. SRPS (сагласни са IEC/EN стандардима);
2. IEC/EN:
  - а) 61000–1–х – Дефиниције и методологија,
  - б) 61000–2–х – Окружење,
  - в) 61000–3–х – Ограничења,
  - г) 61000–4–х – Тестови и мерења,
  - д) 61000–5–х – Инсталација и смањење утицаја,
  - ђ) 61000–6–х – Општи имунитет и емисиони стандарди;
3. EN 50160;
4. ER:
  - а) G5/4,
  - б) P 28,
  - в) P 29;
5. IEEE стандарди (група од петнаестак стандарда);
6. Остали (ANSI, UNIPED, национални стандарди, итд.).

Међутим, сагледавањем ових докумената, уочава се да се већина односи на опрему са једне стране, а са друге на мреже ниског и средњег напона. Када се они изузму, број стандарда и препорука који обрађују проблеме у мрежама високог и веома високог напона је заправо веома мали.

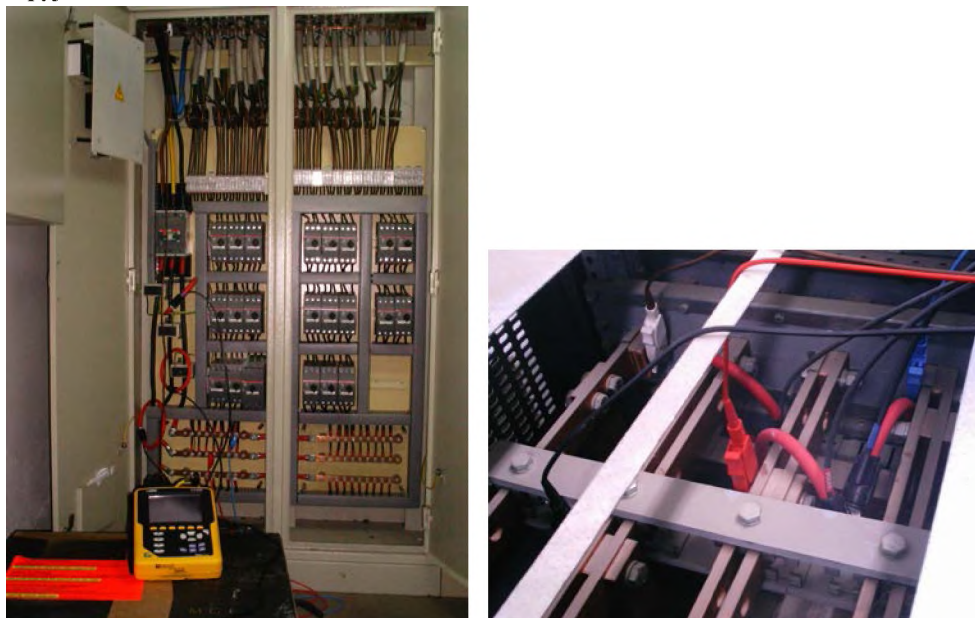
Технички извештај IEC/TR 61000–3–6 [9.16] даје опште смернице и принципе за утврђивање услова за дефинисање ограничења утицаја инсталације корисника на ЕЕС, на СН, ВН и ВВН напонском нивоу, са аспекта виших хармоника. Веома је

користан због разумевања основних појмова који се користе у неким другим међународним и националним стандардима и препорукама.

#### 9.6.4 Мерни системи и начин мерења – примери из праксе

Квалитет електричне енергије се данас успешно мери, прати и анализира применом савремене мерно–аквизиционе опреме. За потребе рада на терену, обично се користе преносни анализатори (од енг. *Power Quality Analyzers*) [9.25], [9.26], [9.27], [9.28], [9.29], који на основу мерења напона и струја помоћу софтвера имплементираног у микропроцесору и одговарајућих меморијских капацитета врше израчунавање свих потребних параметара квалитета електричне енергије наведених у претходном поглављу [9.30]. Поред тога, већина расположивих инструмената на тржишту има опцију директног мерења у складу са стандардом EN 50160, чиме се измерене вредности у периоду од недељу дана пореде са граничним вредностима утврђеним стандардом и на основу тога аутоматски добија одговарајући извештај [9.31].

При мерењу је суштински значајно обратити пажњу на начин прикључења мерне опреме, како би се анализирали искључиво потрошачи од интереса. На слици 9.8 лево приказан је начин мерења прикључивањем мерне опреме на главни разводни орман напајања објекта, а десно начин прикључења на главне сабирнице напајања непосредно уз дистрибутивни трансформатор. При томе се не врши искључење напајања (објекта), јер се примењују посебни обухватни сензори за мерење фазних струја.

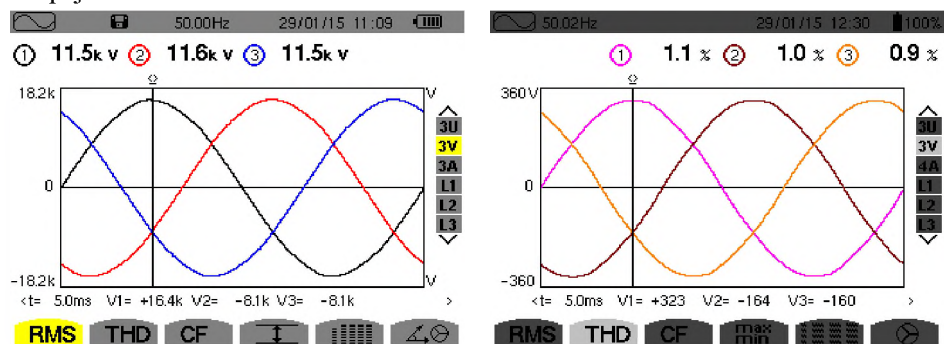


Слика 9.8 Начин прикључења мерне опреме код главног разводног ормана (лево) и на главним сабирницама напајања (десно)

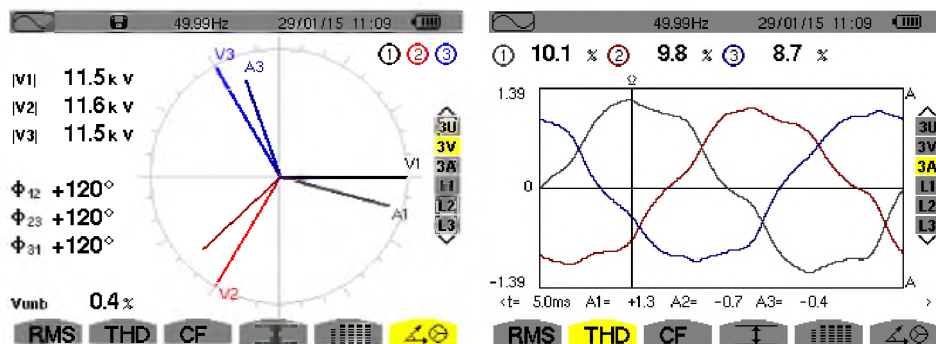
На сликама 9.9 и 9.10 приказани су поједини резултати мерења где се могу видети таласни облици средњег напона према дистрибутивној мрежи са тренутним ефективним вредностима и таласни облици напона 0,4 kV са тренутним вредностима укупног фактора изобличења (слика 9.9 лево и десно, респективно).

На слици 9.10 приказани су фазорски дијаграм напона и струја (лево) и таласни облици струја потрошача са тренутним вредностима укупног фактора изобличења (десно).

Помоћу фазорског дијаграма са слике 9.10 на левој страни може се установити исправан редослед фаза код мотора. Наведени дијаграми могу се користити у пракси и при одређивању потребног нивоа компензације реактивне снаге, као и при детектовању проблема у напајању појединих потрошача у оквиру индустријског постројења.



Слика 9.9 Таласни облици напона на страни дистрибутивне мреже (лево) и на страни потрошача (десно)



Слика 9.10 Таласни облици струја потрошача (лево) и фазорски дијаграм фазних напона и струја (десно)

### 9.6.5 Значај мерења и анализе квалитета електричне енергије

Анализа квалитета електричне енергије и појединих параметара је значајна са више аспеката за процену енергетске ефикасности постројења и начина рада поједине опреме у оквиру индустријског потрошача.

Прво, анализа се спроводи по захтеву дистрибутивног односно преносног оператера, уколико се утврди да прикључени индустријски потрошач представља извор проблема нарушавањем квалитета напајања електричном енергијом у делу мреже у оквиру којег је прикључен на напајање.

С друге стране, анализу квалитета испоручене електричне енергије може да затражи и потрошач, уколико установи проблеме у раду поједине опреме или целог постројења (треперења – фликери, појава виших хармоника који утичу на осетљиву електронску опрему, чести пропади напона и др.). У оба случаја, квалитет испоручене електричне енергије и континуитет напајања у Републици Србији прате се коришћењем следећих докумената:

- „Закон о енергетици”;
- „Уредба о условима испоруке и снабдевања електричном енергијом” (од 12.7.2013. године);
- „Правила о раду преносног система” (верзија 1.0 од 15.4.2008. године);
- „Измене и допуне Правила о раду преносног система” (ревизија верзије 1.0, од 6.12.2011. године);
- „Правила о праћењу техничких и комерцијалних показатеља и регулisaњу квалитета испоруке и снабдевања електричном енергијом и природним гасом” (31.12.2013. године).

Поред тога, анализа појединих параметара квалитета електричне енергије је битна при одређивању потребног система компензације реактивне снаге, нарочито у случају појаве виших хармоника који утичу на правилан избор, а касније и рад опреме. Анализа промена нивоа активне и реактивне снаге током рада постројења могу да се употребе за дефинисање појединих мера за унапређење енергетске ефикасности, као што су примена фреквентних регулатора код пумпи и копресора и управљања оптерећењем.

Коначно, при дефинисању потребних мерних места односно мерних уређаја у систему енергетског менаџмента значајну улогу имају мерења помоћу анализатора квалитета електричне енергије (или анализатора снаге).

### Литература

- [9.1] ЛП Електропривреда Србије, „Годишњи технички извештај” за 2015. годину
- [9.2] Правила о праћењу техничких и комерцијалних показатеља и регулisaњу квалитета испоруке и снабдевања електричном енергијом и природним гасом, Сл. гласник РС, број 2/14.

- [http://www.aers.rs/FILES/AktiAERS/AERSDajeSaglasnost/2013-12-31\\_Kvalitet\\_Pravila%20SG%202-14.pdf](http://www.aers.rs/FILES/AktiAERS/AERSDajeSaglasnost/2013-12-31_Kvalitet_Pravila%20SG%202-14.pdf)
- [9.3] Уредба о условима испоруке и снабдевања електричном енергијом, Сл. гласник РС, број 63/2013  
<http://www.merz.gov.rs/sites/default/files/Uredba%20o%20uslovima%20isporuke%20i%20snabdevanja%20elektri%C4%8Dnom%20energijom.doc>
- [9.4] Закон о енергетици, Сл. гласник РС, број 145/14  
<http://www.merz.gov.rs/sites/default/files/Zakon%20o%20energetici.pdf>
- [9.5] Методологија за одређивање цене приступа систему за дистрибуцију електричне енергије, Сл. гласник РС, бр. 105/12, 84/13, 87/13, 143/14, 65/15 и 109/15.
- [9.6] Методологија за одређивање цене електричне енергије за јавно снабдевање, Сл. гласник РС, бр. 84/14 и 109/15.
- [9.7] *ENTSO-E Continental Europe Operation Handbook – Appendix 1 „Load-Frequency Control and Performance”*, 2004.  
[https://www.entsoe.eu/fileadmin/user\\_upload/\\_library/publications/entsoe/Operation\\_Handbook/Policy\\_1\\_Appendix%20\\_final.pdf](https://www.entsoe.eu/fileadmin/user_upload/_library/publications/entsoe/Operation_Handbook/Policy_1_Appendix%20_final.pdf)
- [9.8] J. Arrillaga, N.R. Watson, S. Chen, „Power Quality Assessment”, Wiley, 2000.
- [9.9] CIGRE JTF 36.05.02/14.03.03, AC system modelling for AC filter design, an overview of impedance modelling, *Electra* No. 164, February 1996.
- [9.10] Harmonic Modelling of EHV Transmission Grid, M. Lahtinen and E. Gunther, Paper presented at PQA-India 1997.
- [9.11] Guide to the Specification and Design Evaluation of AC Filters for HVDC Systems, WG 14.30, CIGRE Technical Brochure no. 139, April 1999. (see section 7.3 for a discussion on harmonic impedance).
- [9.12] EN 50160:2010 + Corrigendum December 2010, CENELEC.
- [9.13] SRPS EN 50160:2012 (Идентичан са EN 50160:2010 + Corrigendum December 2010), Карактеристике напона испоручене електричне енергије из јавних електричних мрежа, Јун 2012.
- [9.14] SRPS EN 50160:2012/A1:2015 (идентичан са EN 50160:2010/A1:2015), Карактеристике напона испоручене електричне енергије из јавних електричних мрежа, измена 1, Мај 2015.
- [9.15] IEC 61000-4-30:2008, Electromagnetic compatibility (EMC) –Part 4-30: Testing and measurement techniques – Power quality measurement methods.
- [9.16] Technical Report IEC/TR 61000-3-6:2008, Electromagnetic compatibility (EMC) – Part 3-6: Limits – Assessment of emission limits for the connection of distorting installations to MV, HV and EHV power systems.
- [9.17] IEC 61000-4-7:2008, Electromagnetic compatibility (EMC) – Part 4-7: Testing and measurement techniques – General guide on harmonics and interharmonics measurements and instrumentation, for power supply systems and equipment connected thereto.
- [9.18] Technical Report IEC/TR 61000-2-6, Electromagnetic compatibility (EMC) – Part 2: Environment: Assessment of the emission levels in the power supply of industrial plants as regards low-frequency conducted disturbances.

- [9.19] Technical Report IEC/TR 61000–3–13:2008, Electromagnetic compatibility (EMC) – Part 3–13: Limits – Assessment of emission limits for the connection of unbalanced installations to MV, HV and EHV power systems.
- [9.20] Technical Report IEC/TR 61000–3–7:2008, Electromagnetic compatibility (EMC) – Part 3–7: Limits – Assessment of emission limits for the connection of fluctuating installations to MV, HV and EHV power systems.
- [9.21] IEC 61000–4–15:2010, Electromagnetic compatibility (EMC) – Part 4–15: Testing and measurement techniques – Flickermeter – Functional and design specifications.
- [9.22] Directive 2004/108/EC of the European Parliament and of the Council of 15 December 2004 on the approximation of the laws of the Member States relating to electromagnetic compatibility and repealing Directive 89/336/EEC.
- [9.23] „Правила о раду преносног система”, ЈП ЕМС, 2008.  
<http://www.ems.rs/media/uploads/Pravila-o-radu-prenosnog-sistema-ver-1.0-Sluzbeni-glasnik2.pdf?language=lat>
- [9.24] „Измене и допуне правила о раду преносног система”, ЈП ЕМС, 2011.  
[http://www.ems.rs/media/uploads/2013/06/Pravila\\_o\\_radu\\_prenosnog\\_sistema\\_rev\\_06\\_dec\\_2011.pdf?language=lat](http://www.ems.rs/media/uploads/2013/06/Pravila_o_radu_prenosnog_sistema_rev_06_dec_2011.pdf?language=lat)
- [9.25] Review of methods for measurement and evaluation of the harmonic emission level from an individual load, Cigre 36.05/ Cired 2 JWG CC02, January 1999.
- [9.26] Power quality indices and objectives”, Joint Working Group Cigré C4.07/Cired (formerly Cigré WG 36.07) Final WG Report, January 2004.
- [9.27] R.C. Dugan, M.F. McGranaghan, S. Santoso, H.W. Beaty, „Power Quality”, McGraw–Hill, 2004.
- [9.28] E. F. Fuchs, M. A.S. Masoum, „Power Quality in Power Systems and Electrical Machines”, Elsevier Academic Press, 2008.
- [9.29] Baghini A., „Handbook of Power Quality”, Wiley, 2008.
- [9.30] Chauvin Arnoux, Three–phase electrical networks analyser CA8335 Qualistar Plus, Operating Manual, 2009. <http://www.chauvin-arnoux.com>
- [9.31] Nikolic A., Naumovic–Vukovic D., Skundric S., Kovacevic D., Milenkovic V., “Methods for power quality analysis according to EN 50160”, in Proceedings of 9<sup>th</sup> International Conference Electrical Power Quality and Utilization EPQU 2007, Barcelona, Spain, October 2007.

### Питања

1. Који системи постоје у оквиру електроенергетског система?
2. Која је основна подела система за производњу ел. енергије?
3. Како функционише пренос електричне енергије?
4. Која је функција дистрибутивног електроенергетског система?
5. Када је уведено тржиште електричне енергије у РС и како функционише?
6. Како су дефинисани тарифни систем и тарифни елементи?
7. Како се дефинише квалитет електричне енергије?

8. Колико је потребно у континуитету вршити мерење квалитета испоручене ел. енергије по стандарду SRPS EN50160:2012?
9. На које се све начине могу искористити резултати мерења и анализе квалитета електричне енергије за унапређење енергетске ефикасности у индустрији?



## 10. ОСВЕТЉЕЊЕ, ЕЛЕКТРОМОТОРИ И ЕЛЕКТРОМОТОРНИ ПОГОНИ

Александар Николић

### 10.1 СИСТЕМИ ОСВЕТЉЕЊА

Видљиво зрачење – светлост у физичком смислу дефинише се као емитовање и пренос енергије у облику таласа и честица, тако да се може вредновати и енергетским – физичким величинама.

Основне физичке величине које се користе за описивање светлости су: енергија зрачења, флуks или израчена снага, интензитет зрачења, зрачење и озрачење.

Израчена енергија у јединици времена представља израчену снагу која се још назива флуks зрачења.

Светлосни флуks за дату површину једнак је енергији која протекне у јединици времена кроз ту површину коју човечије око вреднује као светлост. Јединица за светлосни флуks је лумен [lm]. Комерцијални светлосни извори имају светлосни флуks који се креће у опсегу од неколико стотина лумена до преко 100.000 лумена.

Интензитет светлости (јачина светлости) мерило је емитоване снаге светлосног извора у одређеном смеру по јединици просторног угла. Јединица за интензитет светлости је кандела [cd].

Осветљеност је мерило светлосног флуksа који падне на неку површину. Јединица за осветљеност је лукс [lx]. Типичне вредности осветљености неких површина дате су у табели 10.1.

Табела 10.1 Типичне вредности осветљености различитих површина

Површина	Осветљеност [lx]
Слабо осветљен пут	0,5 – 5
Добро осветљен пут	5 – 30
Просечно осветљен стан	30 – 100
Стан са дневном светлошћу	100 – 500
Отворени простор при облачном небу	1k – 2k
У сенци на отвореном простору при сунчаном небу	3k – 8k
Отворен простор непосредно осветљен сунцем	70k – 100k

Енергија се ефикасно може претворити у видљиву светлост углавном преко три компоненте: сијалице, пригушнице и светлећег тела. За безбедне и удобне радне

услове важно је да је расположива довољна количина светлости. Квалитет светлости утиче на продуктивност.

У канцеларијама се може рачунати да од 10 до 50% укупне електричне енергоје отпада на систем расвете, док се у фабричким зградама од 10% до 15% електричне енергије троши на осветљење.

У раној фази пројектовања објекта мора да се размотри начин примене и уградње система за осветљење, пошто се тада доносе главне одлуке које утичу на интеграцију природне дневне светлости и вештачке светлости.

Вештачко осветљење утиче на унутрашње загревање објекта што се мора узети у обзир када се разматра уградња система климатизације, грејања и хлађења.

Ефикасност система осветљења много зависи од:

- ефикасности различитих компоненти инсталација: лампи, пригушнице и светлећих тела;
- система за регулацију и расположивости дневне светлости;
- одржавања.

Ниво осветљености дефинише се као минимална средња осветљеност референтне површине потребна за извршавање одређеног видног задатка. У радним просторијама референтна површина представљена је радном равни, која се дефинише као хоризонтална раван ограничена зидовима. Уколико није другачије специфицирано, узима се да је она постављена на 0,85m од пода. У случају радне равни као референтне површине, под осветљеношћу се подразумева хоризонтална осветљеност. Независно од чињенице да распознавање предмета не зависи од њихове осветљености, него од сјајности, као релевантан фактор квалитета унутрашњег осветљења и даље се примењује ниво осветљености (разлоге за овакав приступ вероватно треба тражити у традицији).

Оптимални ниво осветљености радне просторије представља најмању средњу осветљеност радне равни која обезбеђује не само потребне видне перформансе (брзину запажања и тачност са којима се извршава видни задатак), него и потребан видни комфор и осећање пријатности.

Технолошка унапређења и стратегије управљања расветом могу да доведу и до 30% до 50% уштеда, при чему се време повраћаја при реконструкцији и замени система расвете креће од 1 до 5 година. Циљ је остварити потрошњу од 1 до 3 W/m<sup>2</sup> за ниво осветљености од 100 lux.

Основне карактеристике система расвете у индустрији су:

- простране и високе просторије;
- фиксни радни простори;
- дуги периоди рада;
- неповољни радни услови;
- различити нивои осветљености;
- централно управљање расветом;

- ограничене могућности одржавања.

Захтеви за нивоима осветљености у зависности од намене простора у индустрији су:

- За ретко коришћене просторе од 50 до 150lux (нпр. гараже);
- За радне просторе од 250lux за магацине, 350lux за канцеларије, све до 500lux за лабораторије;
- Локализовано осветљење за посебне операције попут финалне провере производа износи 1000lux, па све до 2000lux за прецизне радове.

Дневна светлост у оквиру зграде има главни утицај на изглед простора и може значајно да утиче на енергетску ефикасност. Људи који бораве у згради генерално би више волели простор са дневном светлошћу под претпоставком да су избегнути јака светлост и прегревање.

Просечан фактор дневне светлости (DF) у унутрашњем простору је пропорционалан површини, W прозора и светла које долази са крова и њихов трансмисиони фактор T.

Примери вредности за трансмисиони фактор су:

- 0,7 за чисто дупло застакљено;
- 0,8 за дифузно светло са крова.

Вредност за DF изражена у процентима, израчунава се из једначине:

$$DF = \frac{M \cdot W \cdot T \cdot \theta}{A \cdot (1 - R \cdot 2)} \cdot 100\% \quad (10.1)$$

где су:

A – укупна површина просторије (зидови, таваница, подови, прозори, итд.);

R – њихов просечан фактор рефлексије (типично једнак 0,4);

θ – угао под којим светлост пада на прозор (типична вредност је 70° за бочне прозоре и 150° за оне на крову);

M – фактор за прљавштину на прозору (типичан опсег вредности је од 0,9 за вертикалне прозоре до 0,5 за хоризонталне отворе на крову на прљавим местима).

Важно је да се прозори и отвори на крову редовно перу и да им је обезбеђен приступ за ове потребе. Просечан фактор за дневну светлост од 5% и више за резултат има простор са добром са дневном светлошћу, међутим ако је нижи од 2%, користи се електрично осветљење које је обично стално у употреби. У сваком случају, ако дневна светлост треба да допринесе ефикасном коришћењу енергије, неопходно је да се обезбеде одговарајуће контроле тако да се електрично осветљење гаси када је довољно дневно светло.

Постоји више разлога који оправдавају коришћење дневне светлости као светлосног извора у унутрашњем осветљењу. Најважнији међу њима су квалитет светлости (континуални спектар и одлична репродукција боје), визуелни контакт са спољним светом, динамична природа дневне светлости и могућа уштеда електричне енергије.

### 10.1.1 Основни елементи у систему осветљења

Основни елементи у систему осветљења су:

- светиљка;
- сијалица;
- стартер (код флуо сијалица);
- регулатор осветљаја;
- додатни сензори и управљање.

### 10.1.2 Типови светиљки и њихове основне карактеристике

Основни типови светиљки који се данас користе у индустрији су:

- инкадесцентне (са ужареном нити), мада је њихова употреба данас све мања, а у ЕУ је чак и укинута;
- живине;
- натријум;
- флуо цеви;
- ЛЕД (од енгл. *Light Emmiting Diode* – светлећа диода).

Код извора светлости са ужареним влакном, ужарено волфрамово влакно зрачи светлосни флуks. Што је температура влакна већа, то је и искористивост извора већа, односно већи је светлосни флуks. Пошто се код високих температура волфрамово влакно пребрзо распада, оно се смешта у стаклени балон који може имати различиту форму и величину.

Извори светлости са ужареним влакном могу се поделити на:

- сијалице за општу употребу (приказана на слици 10.1);
- рефлекторске сијалице;
- халогене сијалице.

Рефлекторске сијалице су извори светлости са ужареним волфрамовим влакном код којих је балон са унутрашње стране матализиран, тако да оне зраче светлост у одређеном смеру или у концентрисаном снопу (слика 10.2).

Халогене сијалице су израђене од кварцног стакла и испуњене инертним гасом са малим количинама халогених елемената (јод, бром). Присуство халогених елемената омогућава стварање процеса у коме се испарени волфрам поново враћа, чиме се век сијалице продужава (слика 10.3).

Извори светлости на електрично пражњење су извори који зраче светлост услед електричног пражњења кроз гас, металне паре или њихове мешавине.

Извори светлости на електрично пражњење могу се поделити на:

- флуоросцентне светлосне изворе;
- живине светлосне изворе високог притиска;
- метал-халогене светлосне изворе високог притиска;
- натријумове светлосне изворе.



**Слика 10.1** Сијалица са ужареним влакном



**Слика 10.2** Рефлекторска сијалица



**Слика 10.3** Халогена сијалица

Флуоросцентне сијалице су извори који зраче светлост услед електричног пражњења кроз живине паре ниског притиска (слика 10.4).

Живине сијалице високог притиска су извори који зраче светлост услед електричног пражњења кроз живине паре високог притиска (слика 10.5).

Метал-халогене сијалице високог притиска су извори код којих су живи додани халогениди који прањњем дају светлост одређене боје, па је резултујућа светлост врло квалитетног спектра (слика 10.6).



Слика 10.4 Флуоресцентне (флуо) сијалице



Слика 10.5 Живина сијалица високог притиска за спољну расвету



Слика 10.6 Метал-халогена сијалица за расвету фабричке хале

Натријумове сијалице су извори који зраче светлост услед електричног пражњења кроз натријумове паре (слика 10.7).

Најновији тип светиљки заснива се на LED технологији (од енг. *Ligth Emiting Diode* – светлећа диода), где се светлост добија када се кроз полупроводнички елемент (диоду) пропусти струја. На овај начин скоро 95% електричне енергије претвара се у светлост, док се само мала количина енергије губи на топлоту, што овај вид светиљки сврстава у сам врх енергетски ефикасности. Такође, животни век им је доста висок (код индустријских се креће у опсегу од 30.000 до 50.000 радних сати), што их чини веома исплативим. На слици 10.8 дат је пример једне савремене индустријске светиљке израђене у LED технологији.

Савремени системи расвете користе ефикасне лампе, стартере, рефлекторе и одговарајуће отворе.

Потенцијали за уштеду енергије крећу се у широком опсегу од 8% код танких флуоресцентних лампи све до 75% код компактних флуоресцентних светиљки са интегрисаним стартером (представљају директну замену за сијалице са ужареном нити).



Слика 10.7 Натријумова сијалица за спољну расвету



Слика 10.8 Индустријска LED светиљка

Нови стартери смањују губитке енергије у светиљки и омогућавају рад сијалице при или близу номиналне потрошње. Просечна потрошња енергије при напајању 230V за типичне светиљке 26mm са 2 сијалице од 18W:

- 46 W за стандардне стартере;
- 42 W за стартере са смањеним губицима;
- 39 W за високофреквентне стартере.

Високофреквентни електронски стартери конвертују фреквенцију напајања од 50Hz у фреквенцију опсега 28Hz до 30.000 Hz, смањујући потрошњу светиљке и самог стартера уз повећање радног века.

Расвета са високофреквентним стартерима има:

- висок фактор снаге;
- мању осетљивост на промене напона напајања;
- мање слабљење нивоа осветљаја светиљке током радног века у односу на стандардне стартере.

Флуоресцентне сијалице пречника 26mm са високофреквентним стартерима су 25% ефикасније од старих сијалица пречника 38mm са електромагнетним стартерима. При висинама мањим од 7m, флуоресцентне сијалице са отвореним рефлекторима могу да се користе, док се за веће висине препоручује употреба сијалица пуњених гасом под високим притиском.

### **10.1.3 Могућности повећања енергетске ефикасности применом савремених система расвете**

Савремени системи расвете подразумевају примену тзв. штедљивих светиљки и напредних система за регулацију осветљења, у зависности од потреба простора који се осветљава (магацин, канцеларије, парк, итд.).

Могућности уштеде електричне енергије у делу расвете подразумевају:

- правилно одржавање светиљки;
- замену инкадесцентних светиљки штедљивим;
- примену регулисаног укључења светиљке ради продужења радног века;
- примену сензора дневног светла;
- примену временски активираних регулатора нивоа осветљаја;
- примену сензора приступа ради деактивирања расвете у незапоседнутим просторијама (на пример магацини).

Системи аутоматског управљања расветом могу аутоматски да укључују или пригушују светло у зависности од потребе (временски, у односу на локацију, дневно светло, присутност у просторији). Најефикаснији су ако се примене код нових или потпуно реконструисаних инсталација расвете. Потенцијали за уштеду енергије се крећу од 20% до 40%.

Савремене светиљке и рефлектори могу да повећају ефикасност расподеле осветљења за више од 30%.



Комбинација јединствено осветљеног простора заједно са локалним осветљењем за посебне задатке може довести до 20 % уштеда у поређењу са регуларним распоредом светиљки.

Увођење временских и/или прекидача зависних од дневног светла може да доведе до уштеда од 20 - 40%, са периодом повраћаја инвестиције од 3 године.

Светиљке са гасом високог притиска и прекидачима у два нивоа у незапоседнутим просторима уз коришћење сензора присуства могу да доведу до уштеда од 15%.

Максимално треба користити дневно светло где је могуће, како би се смањиле потребе за електричном расветом. Расвета која се поставља уз плафон треба да равномерно расподељује осветљење по поду. Површине треба да буду офарбане са мат бојама високе рефлексије.

Да би се дала адекватна оцена нивоа осветљености, врши се мерење помоћу фотометара. Најчешће је у употреби луксметар. Сваки луксметар се састоји из фотоелектричног пријемника и мерног инструмента. Као фотоелектрични пријемник користе се селенски и силицијумски фотоелементи, док мерни инструмент може бити аналогни или дигитални (слика 10.9).



Слика 10.9 Инструмент за мерење нивоа осветљености (луксметар)

На следећем примеру дата је процена уштеде електричне енергије за систем расвете, при чему је усвојено следеће:

- просечна снага сијалице је 100W;
- изабрана је штедљива сијалица еквивалентног нивоа осветљаја снаге 18w;
- просечно радно време светиљке је 8 сати;
- анализа се врши за 1000 сијаличних места.

У табели 10.2 дати су резултати спроведене анализе. Приказани ефекти уштеде су и већи од приказаних, с обзиром да су осим брзог повраћаја инвестиције (мање од годину дана) смањени и трошкови замене и редовног одржавања.

**Табела 10.2** Пример повећања енергетске ефикасности у осветљењу

Светилке	Количина	Просечна снага (W)	Сати рада (h)	Потрошња (kWh)	Потенцијална уштеда (%)
Стандардне	1000	100	2880	288	-
Штедљиве	1000	18	2880	51,84	82

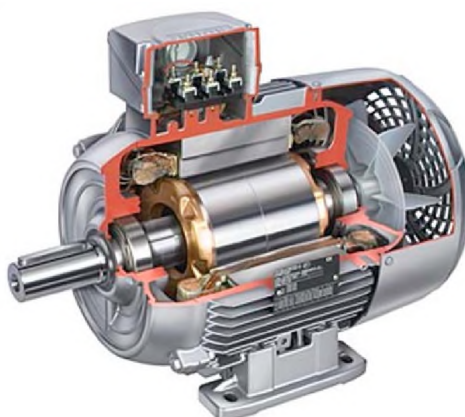
## 10.2 ЕЛЕКТРОМОТОРИ

Електромотори се користе у ширем опсегу индустријских апликација, али такође и у многим применама у другим секторима (комерцијалном, стамбеном, пољопривредном и сектору саобраћаја). Електромотори су компоненте моторног система, одговорног за претварање електричне у механичку снагу. Потрошња моторног система одговара потрошњи електричне енергије свих мотора у систему уз додатак мале количине електричне енергије потребне за напајање управљачких система [10.1].

У недавно завршеним студијама ЕУ о усклађивању производа са Ecodesign директивом [10.2], електромотори су означени као група производа излазне снаге у опсегу од 1 kW до 150 kW.

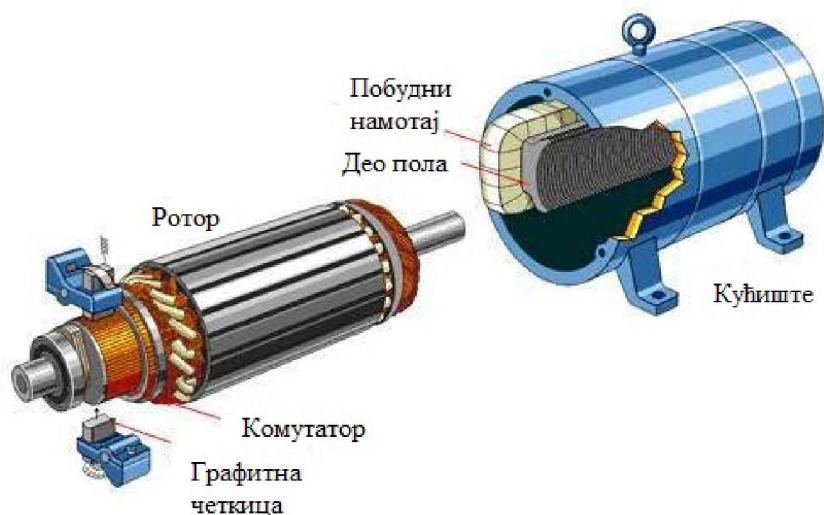
### 10.2.1 Основни типови електромотора и њихове карактеристике

Електромотори који се користе у индустрији првенствено се деле на моторе наизменичне струје и моторе једносмерне струје (JCC). На следеће две слике приказани су асинхрони нисконапонски мотор и мотор једносмерне струје, респективно. Ради бољег сагледавања делова од којих су сачињени, оба мотора су приказана у пресеку.



**Слика 10.10** Асинхрони нисконапонски мотор (пресек)

Мотори ЈСС су некада били заступљенији због једноставнијег начина управљања, али су (за исту снагу) 30% већег габарита од наизменичних (асинхронних) мотора и скупље им је одржавање због постојања графитних четкица.



Слика 10.11 Мотор једносмерне струје (пресек)

Подела мотора наизменичне струје по напонском нивоу:

- нисконапонски мотори (0,4kV и 690V);
- високонапонски мотори (6kV и више).

Високонапонски мотори се обично примењују тамо где се захтевају веће снаге од 500 kW. С обзиром да често нису стандардне израде, као и да се продају у мањем броју од нисконапонских, још нису обухваћени неком циљном законском регулативом која се односи на енергетску ефикасност.

Основне табличне вредности мотора наизменичне струје (називни напон, називна струја, називна снага, фактор снаге, називна брзина обртања, класа ефикасности).

### 10.2.2 Електромотори повећане ефикасности

У циљу повећања енергетске ефикасности мотора, данас се користе мотори класе ИЕ2 и ИЕ3 (имају 20% односно 40% мање губитке снаге), док се мотори основне класе ефикасности ИЕ1 замењују ефикаснијим након истека радног века. Недавно је уведена и класа ефикасности ИЕ4.

Око две трећине потрошње електричне енергије у индустрији одлази на електромоторе [10.3]. Око 110 милиона нисконапонских електромотора је у раду у индустријском сектору Европе, а око 10 милиона прода се сваке године у Европи. Одговарајућа потрошња електричне енергије која одлази на електромоторе била је око 1119TWh/год у 2010. години или 97,2 милијарди € и 513Mt емисије гасова CO<sub>2</sub>.

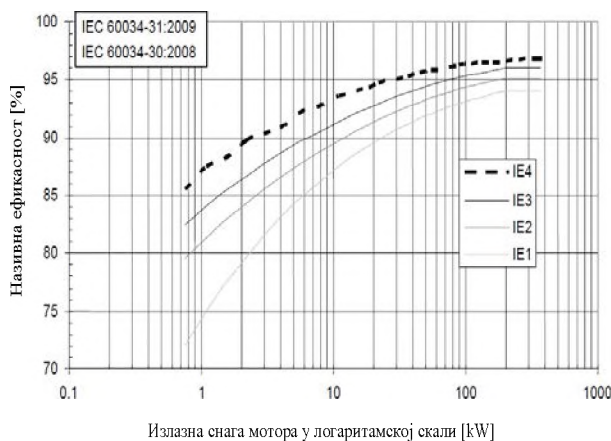
Предвиђа се да ће потрошња електричне енергије за напајање мотора порастати до 1252TWh/год у 2020. години ако се не спроводе мере за њено ограничење [10.2].

Стандардни нисконапонски асинхрони мотори који су у погону, по правилу, одговарају најнижој енергетској класи у савременој класификацији енергетске ефикасности електромотора – класи IE1 [10.4]. Сада се на тржишту могу набавити мотори виших енергетских класа IE2 и IE3 који имају мање губитке снаге, истим редом, за 20% и 40% и тиме мању потрошњу електричне енергије за 23% и 46% [10.5], [10.6]. Када су у питању мотори средњег напона реда 6 kV, вредности степена искоришћења ( $\eta$ ) су нешто веће, али уколико су премотавани више пута и оне могу бити знатније испод декларисаних вредности за савремене моторе, па и њихова замена може бити економски оправдана.

Потрошња електричне енергије се може додатно смањити ако се при замени мотора одабере мотор оптималне (обично мање) снаге који ће због тога радити у подручју оптерећења са највећим вредностима степена искоришћења ( $\eta$ ) и фактора снаге ( $\cos \phi$ ).

Тренутно, највећи број електромотора у ЕУ је још увек класе IE1, представљајући више од 82% европског тржишта у 2009. години. Очигледно је да постоји значајан потенцијал за уштеду енергије повећањем ефикасности мотора, без чекања на потребу њихове замене. Мотори обично раде у индустрији све до тренутка отказа, а чак и тада се чешће доносе одлуке за њихову репарацију, а не замену.

На слици 10.12 приказане су зависности различитих класа ефикасности мотора са два пара полова при напајању 50Hz [10.1], [10.6].



Слика 10.12 Класе ефикасности нисконапонских мотора 50Hz

*Ecodesign* директива поставља стандарде за потребну ефикасност нових мотора који ће бити у продаји на тржишту ЕУ [10.7]. Примена ових стандарда прати кораке у одговарајућим временским интервалима како је приказано у табели 10.3, где је са ФП означен фреквентни претварач, односно електромоторни погон променљиве брзине.

**Табела 10.3** Захтеви *Ecodesign* директиве у погледу уградње нових мотора

Називна снага [kW]	Од 16.06.2011.	Од 01.01.2015.	Од 01.01.2017.
0,75 – 7,5	ИЕ2	ИЕ2	ИЕ3 или ИЕ2 + ФП
7,5 - 375	ИЕ2	ИЕ3 или ИЕ2 + ФП	ИЕ3 или ИЕ2 + ФП

Процењено је да уштеда електричне енергије применом *Ecodesign* директиве може да достигне до 135TWh у 2020. години [10.3]. Ова процена је заснована на нивоу тржишног обрта претпостављајући просечан радни век мотора у односу на снагу.

### 10.2.3 Убрзана замена електромотора

Просечан радни век електро мотора је од 10 до 20 година, али у највећем броју индустријских компанија мотори раде све до потпуног отказа, што може бити знатно дуже. Неки мотори се поправљају или премотавају и више пута, што продужава њихов радни век изнад периода од 10-20 година. Како премотавање мотора најчешће резултира смањењем ефикасности, неопходни су минимални захтеви за новом ефикаснијом опремом која би имала значајнији утицај на тржишту. Пажљиво премотавање понекад може да задржи ефикасност мотора на претходном нивоу, али је у највећем броју случајева резултат премотавања губитак ефикасности [10.3]. Премотавање може да доведе до погоршане ефикасности мотора услед различитих фактора, као што су конструкција намотаја и жљебова, материјал од ког је израђен намотај и квалитет изолације.

Право питање је разлика између куповине новог мотора одмах или куповине истог новог мотора касније [10.8], занемарујући на кратко погодности коришћења мотора са повећаном ефикасношћу као што је претходно приказано и смањених капиталних трошкова репарацијом уместо заменом мотора. Општа слика може да варира у односу на појединачне услове конкретног предузећа и примене мотора, али у највећем броју случајева представљаће позитиван финансијски ефекат.

Размотримо следећи поједностављени пример:

- мотор снаге 11 kW класе ефикасности ИЕ1 (87.6%) или ИЕ3 (91.4%);
- мотор треба заменити након 15 година;
- 4000 радних сати годишње, без компензације фактора снаге.

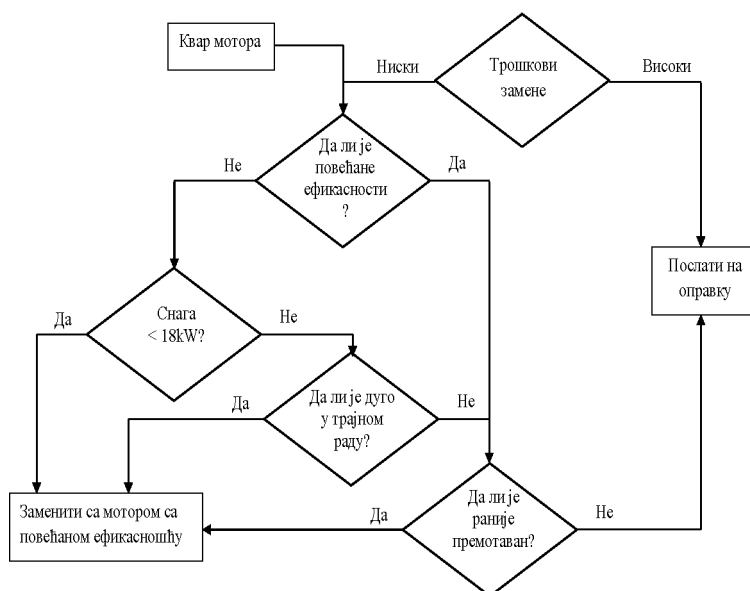
Према тренутним ценама, на тржишту ЕУ мотор класе ИЕ1 кошта 450€, док мотор класе ИЕ3 кошта 675€, уз просечну цену електричне енергије од 0,09€/kWh.

Први приступ узима у обзир пуну разлику у трошковима између мотора класе ИЕ1 и ИЕ3. Годишњи трошкови за утрошену енергију мотора класе ИЕ1 износе 4520€, док за мотор класе ИЕ3 износе 4332€, чиме долази до уштеде од 188€ годишње. Разлика у трошковима набавке мотора је 225€, што резултира тиме да се већи инвестициони трошкови компензују смањењем трошкова за електричну енергију у периоду од две године.

Други приступ који се разматра је планирање инвестирања у нови мотор за две године. Можемо да користимо тренутну нето вредност да бисмо ово израчунали. Ако

претпоставимо да ће мотор линеарно губити на вредности током пет година, значи да ће након две године још увек имати вредност од 405€. Тренутна нето вредност са дисконтном стопом од 10% је 582€. Трошкови одлагања ове инвестиције су: 675€ – 582€ = 93€. Ова разлика у трошковима се компензује уштедом електричне енергије за пола године. Очигледно, овај резултат зависи много од претпостављене вредности дисконтне стопе и губитка вредности током времена.

Други случај који треба размотрити је поређење премотавања мотора и његове замене. Премотавање мотора генерално смањује ефикасност мотора и доводи до трошкова који достижу две трећине цене новог мотора. Узимајући у обзир претходни случај, при премотавању мотора које доводи до губитка ефикасности у износу од 0,5 процентних поена, разлика у годишњим трошковима за енергију ће порастати на 214€. Разлика у инвестиционим трошковима биће 350€ за премотани у односу на мотор веће ефикасности, што резултује периодом повраћаја инвестиције од мање од две године. Претпостављени губитак ефикасности од 0,5% заснован је на високо квалитетно одрађеном премотавању. Обично се премотавања мотора спроводе са захтевима за кратке временске рокове и тиме резултирају типичним губитком ефикасности намотаја од 2 процентна поена. Овакав губитак ефикасности доводи до даљег смањења периода повраћаја инвестиције. На слици 10.13 приказан је алгоритам доношења одлуке о замени електромотора.



Слика 10.13 Блок дијаграм редоследа активности од квара до замене мотора

#### 10.2.4 Примена стандарда ISO 50001 у електромоторним погонима

Стандард ISO 50001 који се односи на системе менаџмента енергијом и њихову имплементацију у компанији [10.9]:

- обезбеђује оквир за дефинисање енергетских циљева;
- дефинише нову организациону шему;
- обезбеђује механизме за формалне енергетске прегледе;
- успоставља процедуре мерења енергетске основе (референтног нивоа енергије на основу којег се касније рачунају постигнуте енергетске уштеде);
- истиче индикаторе енергетских перформанси;
- поставља енергетске циљеве;
- успоставља детаљне акционе планове;
- даје списак процедура и упутстава за рад;
- даје упутства за мерења, верификацију и документацију којом се врши процена постигнуте енергетске ефикасности; и
- даје упутства менаџменту компаније потребна за преиспитивање и верификовање постигнутих енергетских уштеда.

Стандардом ISO 50001 одређени су захтеви за “успостављање, увођење, одржавање и унапређење система енергетског менаџмента”, чији је циљ да омогући компанији да следи систематски приступ у постизању сталних побољшања енергетских перформанси, укључујући енергетску ефикасност, коришћење енергије и потрошњу. Овим стандардом су такође истакнута питања трошкова енергије као начина да се покажу и финансијске добити и позитиван утицај на околину, а која могу да се реализују кроз систематски енергетски менаџмент.

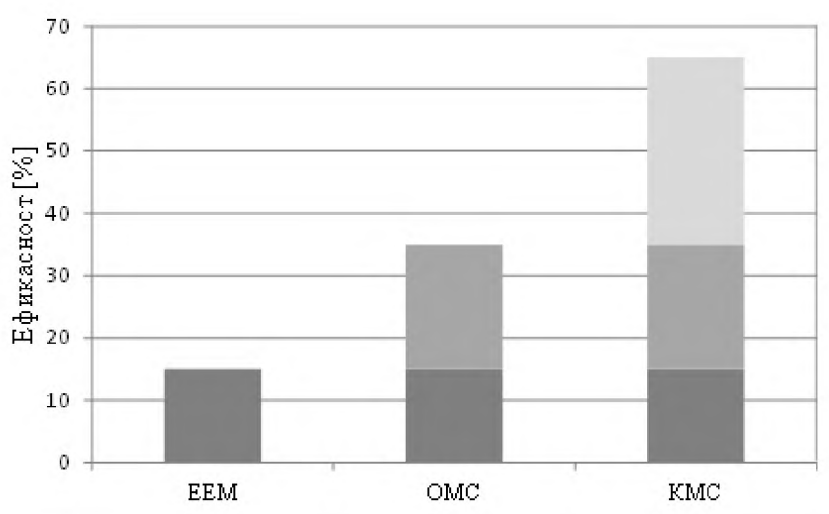
Идеја да се стандард ISO 50001 примени на систем са електромоторним погоном или скраћено *EMDS* (od eng. *Electric Motor Driven System*) ради енергетског менаџмента представља потпуно нову тему у овој области. У Европи се тренутно највише примењује у Холандији у оквиру програма унапређења енергетске ефикасности, уз објашњења појединих детаља функционисања самог механизма [10.10].

Системи са електромоторним погонима, који обухватају преко 65% укупно потрошене електричне енергије у индустрији, заузимају важно место у оквиру структуре система енергетског менаџмента.

Приступу надзору *EMDS* омогућавају корисницима система различите нивое потенцијала за енергетске уштеде. Сваки од приступа заснива се на претходном и подразумева висок степен сложености и дисциплине која се очекује од корисника. Насупрот концепту да се не врши надзор електромотора током нормалног радног века, дефинишу се три приступа:

- надзор самог електромотора;
- надзор основног моторног система - мотор + пумпа + фреквентни претварач;
- надзор комплетног моторног система - основни моторни систем + пренос (трансмисија) + редуктор.

Који од приступа треба применити за одговарајући *EMDS* треба да зависи од потенцијалних утицаја на радни век и енергетску ефикасност почев од 15% за енергетски менаџмент самог мотора па до потенцијалних 65% повећања ефикасности код енергетског менаџмента комплетног моторног система. На слици 10.14 приказан је однос потенцијалног процента ефикасности код *EMDS*, при чему су са ЕЕМ означени енергетски ефикасни мотори, са ОМС основни моторни системи, а са КМС комплетни моторни системи.



Слика 10.14 Потенцијали за повећање енергетске ефикасности код *EMDS*

Показано је да мале уштеде могу да се добију на моторима, али да велике уштеде могу да буду резултат посматрања свих делова система који погони мотор као део једног интегралног система, односно *EMDS*. На пример, систем грејања који за погон користи електромотор разматра се комплетно са мотором, редуктором, фреквентним претварачем, цевоводом и пумпом.

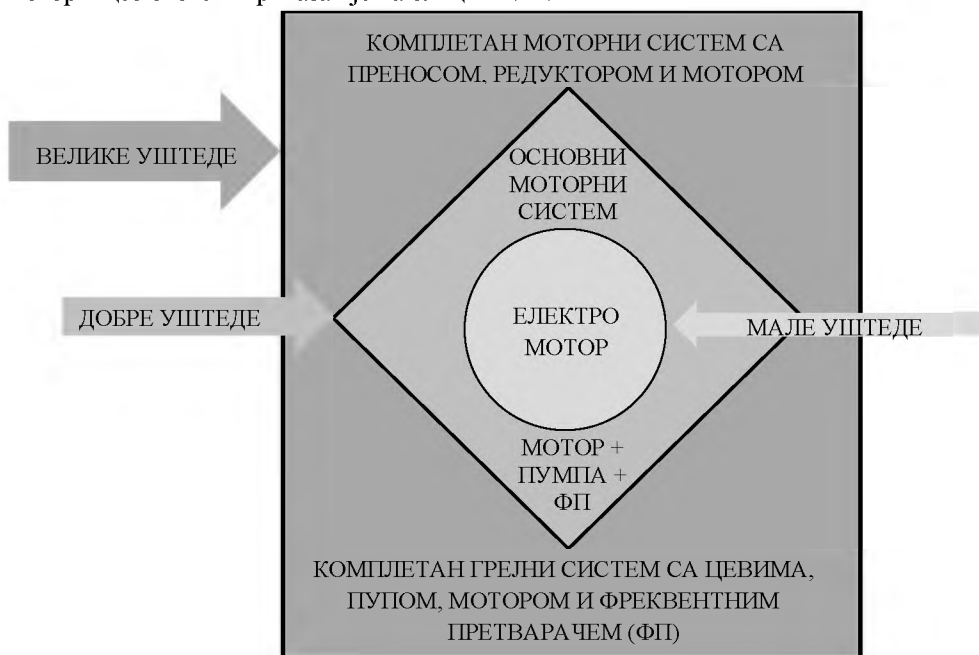
На овај начин, процедуре стандарда ISO 50001 у компанији се користе да подстакну:

- избор ефикаснијих компоненти унутар *EMDS*-а;
- боље димензионисање радних операција *EMDS*-а;
- оптимизацију повезивања појединих компоненти унутар *EMDS*-а;
- коришћење фреквентних претварача за примене код променљивог оптерећења;
- бољи надзор над *EMDS*-ом на лицу места.

Као резултат, надзор *EMDS*-а се изводи континуално, јер је у компанији дефинисан као активност у оквиру процедуре квалитета. Премотавање и замена мотора такође су дефинисани као јасне процедуре. Ове процедуре се изводе на принципу заштите комплетног система од испада, а не након квара мотора. Ово даје солидну основу за увођење система енергетског менаџмента, који може да укључи и политику надзора мотора. Процењене енергетске уштеде које се постижу применом овог приступа



крећу се од 20% до 30%. Блок дијаграм са назначеним могућим нивоима уштеда за мотор и цео систем приказан је на слици 10.15.



Слика 10.15 Надзор електромотора као дела система ради унапређења енергетске ефикасности

Разматрања захтева за повећање енергетске ефикасности су различита у односу на примене, тј. да ли је реч процесној опреми или пумпном систему. Одговорности при планирању развоја и набавке *EMDS* треба да буду јасно дефинисане између сектора инжењеринга, одржавања, енергетског менаџмента и сектора набавке, посебно зато што се при набавци новог мотора обично узима предимензионисан мотор и на избор првенствено утиче цена, занемарујући да преко 90% укупних трошкова животног века мотора у индустрији (укључујући набавку, рад и одржавање) одлази на трошкове за утрошену електричну енергију. У табели 10.4 приказани су укупни трошкови током животног века три различита мотора, односно са различитим бројем радних сати током године.

Табела 10.4 Трошкови животног века мотора са различитим бројем радних сати

Трошкови рада мотора	2000 [h/год]	4000 [h/год]	6000 [h/год]
Трошкови за утрошену енергију	95,20 %	97,10 %	97,70 %
Одржавање и поправка	1,00 %	1,00 %	1,00 %
Набавна цена	3,80 %	1,90 %	1,30 %

Ради илустрације примене наведене методологије извршена је компаративна анализа три различита система са значајним варијацијама резултата. Полази се од (за индустрију стандардног) *EMDS* са типично 10 година рада, кога чине мотор ефикасности 85% ( $\eta_{\text{мот}}$ ), фреквентни претварач ефикасности 96% ( $\eta_{\text{ФП}}$ ), редуктор ефикасности 75% ( $\eta_{\text{ред}}$ ), пренос ефикасности 90% ( $\eta_{\text{пр}}$ ) и оптерећење ефикасности 98% ( $\eta_{\text{опт}}$ ). Овакав систем, посматран као Комплетни Моторни Систем (КМС) ће имати укупну ефикасност од 54%. Заменом мотора стандардне ефикасности мотором повишене ефикасности износа 92% повећаће укупну ефикасност мотора за 7%, али ће укупна ефикасност КМС бити повећана само за 4%. Ако се затим инсталира редуктор ефикасности 95%, укупна ефикасност КМС ће се повећати на 68%, чиме је постигнуто повећање ефикасности за 10%, што је више него само заменом мотора. Коначно, повећање ефикасности за 14% постиже се када се примене обе модификације, односно истовремена замена и мотора и редуктора, што резултира укупним повећањем ефикасности КМС за 26%. У табели 10.5 приказана је сумирана ова анализа.

**Табела 10.5** Анализа унапређења енергетске ефикасности *EMDS* применом предложене методологије

Мотор	$\eta_{\text{мот}}$ [%]	$\eta_{\text{ФП}}$ [%]	$\eta_{\text{ред}}$ [%]	$\eta_{\text{пр}}$ [%]	$\eta_{\text{опт}}$ [%]	$\eta_{\text{КМС}}$ [%]
Стандардни мотор стар 10 год.	85	96	75	90	98	54
Нови мотор повишене ефикасности	92	96	75	90	98	58
Нови мотор и нови редуктор, оба повишене ефикасности	92	96	95	90	98	68

Узимајући у обзир наведени просечни радни век од 10 година и 8600 радних сати годишње, уз тренутно важећу цену електричне енергије од 5ц€/kWh, трошкови утрошене електричне енергије погона снаге 100 kW из примера пре модификација би били 430.000€. Уколико би се применио мотор повишене ефикасности, трошкови би били 395.000€, односно остварена финансијска уштеда од 34.400€. Применом системског решења, односно замене и мотора и редуктора повишене ефикасности, трошкови за утрошену електричну енергију би били 375.820€, а остварена финансијска уштеда 54.180€.

### 10.2.5 Погони са регулисаном брзином обртања

Електромоторни погони са регулисаном брзином обртања подразумевају коришћење система за регулацију, који се често назива и фреквентни регулатор, што је исправно само код погона са моторима наизменичне струје.

Премда се и данас производе мотори једносмерне струје, као и савремени регулациони системи за управљање њиховом брзином, одговарајућа цена и једноставније одржавање наизменичних мотора уз брзи развој технологије у области

регулационих система, омогућили су да погони са регулисаном брзином обртања постану једна од значајних могућности за унапређење енергетске ефикасности и смањење утрошка електричне енергије у индустрији.

Савремени електромоторни погони се данас у индустрији примењују за управљање пумпама, вентилаторима, млиновима, погонским системима технолошких процеса, као што су цементаре, ваљаонице, фабрике папира итд. С обзиром да су у индустрији данас највише заступљени асинхрони нисконапонски мотори, овде ће бити речи о примени фреквентних регулатора који обезбеђују и више од једноставне промене брзине:

- коришћење стандардних типова мотора;
- оптимизовање перформанси производних линија;
- повећање енергетске ефикасности уз значајну уштеду електричне енергије;
- даљински надзор/управљање;
- јефтиније одржавање постројења.

У оквиру фреквентних регулатора, с обзиром да се ради о микропроцесорски управљаним и контролисаним уређајима, остварене су бројне функције које омогућавају ефикаснију и ширу примену у индустрији, као што су [10.11]:

- аутоматско убрзавање-успоравање мотора (аутоматска рампа, односно аутоматско подешавање времена залетања мотора у случају прекорачења граничне струје оптерећења);
- независно почетно залетање мотора (заштита лежајева, заштита вертикалних пумпи при раду са минималном брзином обртања, смањено одржавање);
- елиминација хидрауличног удара у режиму пуњења цевовода водом (аутоматско подешавање брзине пумпе на основу мереног притиска чиме се лагано елиминише ваздух из система и прелази у радни режим);
- циклично укључивање мотора (изједначавање рада 2 пумпе, интерни часовник са подешавањем времена до 999 сати, јефтиније решење са једним фреквентним регулатором);
- режим мировања погона (аутоматско заустављање или стартовање мотора, интерни часовник за спречавање честих укључења/искључења, смањење хабања опреме, уштеда енергије);
- ПИД регулатор процеса (елиминација потребе за екстерним ПЛЦ-ом, задата и мерена вредност задају се у процесним јединицама, интегрисано напајање трансмитера, интегрисан филтер шума мереног сигнала);
- дозвола за стартовање (функционише као други услов за покретање мотора, штити опрему од оштећења, спречава нпр. дозволу старта пумпе услучају када је затворен вентил) [10.12];
- каскадно управљање, режим управљања главни/подређени (нпр. регулација нивоа течности) [10.13];
- дијагностика система.

### 10.2.6 Могућности повећања енергетске ефикасности применом савремених електромоторних погона

Савремени електромоторни погони могу да допринесу значајним уштедама електричне енергије, нарочито код погона пумпи и вентилатора (и више од 40%), где је промена брзине сразмерна трећем степену промене снаге. Додатне уштеде се остварују кроз мање хабање машинске опреме, једноставније одржавање, итд.

Овде ће бити приказан пример решења управљања погоном пумпе применом фреквентног регулатора у једној црпној станици водоснабдевања [10.14], којим је извршено следеће:

- избацивање постојећих упуштача звезда-троугао и њихова замена фреквентним регулатором са посебном функцијом управљања пумпним станицама,
- уградња мерача притиска чиме би се оптимално управљало брзином мотора пумпи у зависности од тренутних потреба и добиле значајне уштеде енергије.

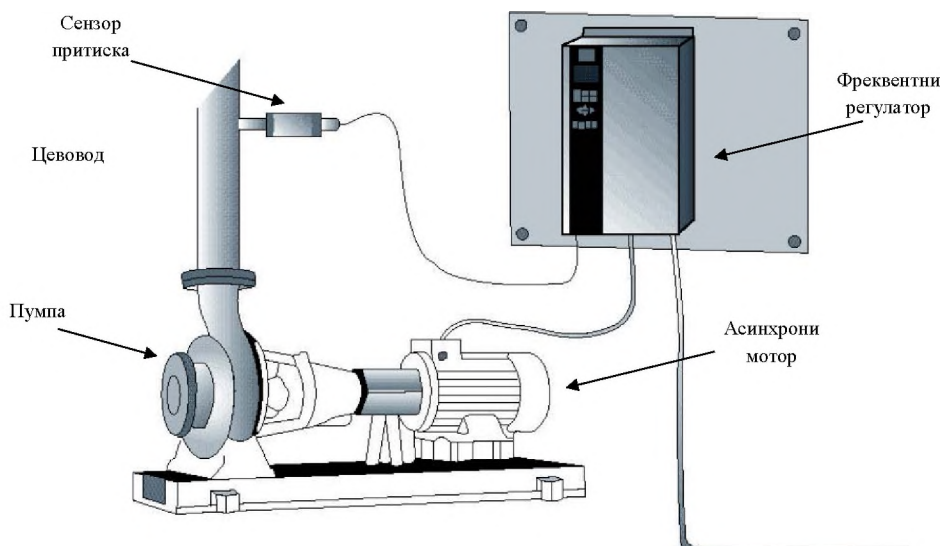
Наведено решење полази од захтева за константном регулацијом притиска у систему напајања водом. Захтеви за водом које треба да обезбеди црпна станица знатно варирају током дана. Ноћу се вода практично не користи, док је у току производње потрошња повећана. Да би се одржао потребан притисак у напојним водовима у складу са тренутним захтевима, потребно је регулисати брзину мотора пумпи за воду. Употреба фреквентног регулатора омогућава да се енергија коју троши пумпа одржава на минимуму, а да се при томе оптимизује снабдевање потрошача водом.

На слици 10.16 шематски је приказано управљање пумпом применом фреквентног регулатора. Фреквентни регулатор обезбеђује мотору оптималну брзину коју одређује на основу информације о притиску, добијене са мерача постављеног на напојни вод. На дијаграму са слике 10.17 приказана је зависност притиска од протока са карактеристиком пумпе. Посматра се случај када се регулисање врши вентилом.

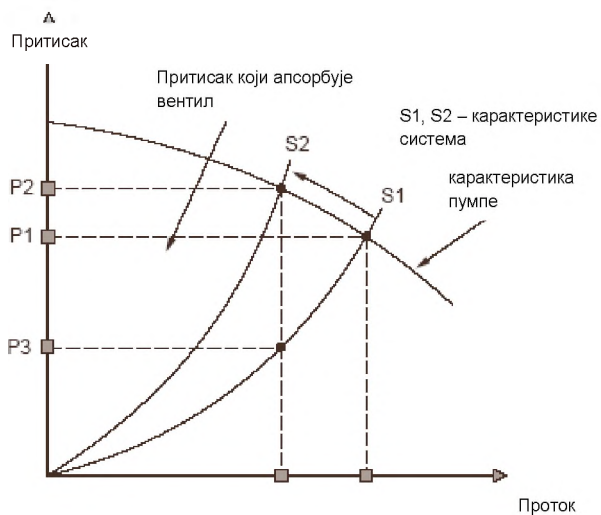
Уколико се врши управљање пумпе регулацијом брзине мотора, смањење протока ће се одвијати по кривој S1, чиме ће се уштедети енергија коју би иначе апсорбовао вентил, а која одговара површини између P2 и P3. Додатна уштеда се постиже постављањем сензора притиска који обезбеђује да се проток воде мења у складу са потребама потрошње.

Типичан дијаграм промене протока воде у зависности од дневних потреба приказан је на слици 10.18. Резултати прорачуна добијени применом овог дијаграма на пумпу коју покреће мотор снаге 18 kW приказани су у наредној табели [10.15]. Анализиран је случај примене фреквентног регулатора са управљањем у отвореној спрези, тј. директним задавањем брзине обраћања, као и у затвореној спрези где потребну брзину одређује информација о притиску добијена са сензора притиска (табела 10.6). Поређењем ових решења види се да се добија реална уштеда код мотора са регулисаном брзином у односу на пумпу, код које се проток подешава ручним

вентилом у износу од 16%. Уколико се дода и мерење притиска и регулација брзине оствари у затвореној спреси, уштеда се значајно повећава и достиже чак 61%.



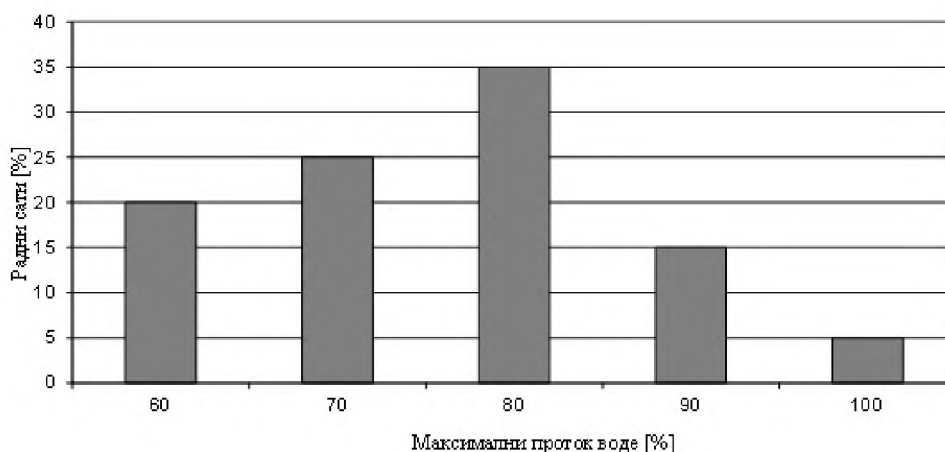
Слика 10.16 Примена фреквентног регулатора за управљање мотором пумпе



Слика 10.17 Зависност притиска и протока пумпе

**Табела 10.6** Уштеда применом фреквентног регулатора на погону пумпе

Конфигурација	Проток (%)	Сати (%)	Сати рада (h)	Снага (kW)	Електрична потрошња (kWh)
Пумпа са регулационим вентилом, брзина мотора 100%	100	100	8760	18	157.680
Мотор пумпе са фреквентним регулатором, смањена константна брзина	100	100	8760	15,12	132.451
Мотор пумпе са фреквентним регулатором, променљива брзина, регулација у затвореној спрези (са мерилом притиска)	60	20	1752	3,24	5.676
	70	25	2190	5,22	11.432
	80	35	3066	7,74	23.731
	90	15	1314	10,98	14.428
	100	5	438	15,12	6.623
<b>Укупно:</b>		<b>100</b>	<b>8760</b>		<b>61.889</b>

**Слика 10.18** Типичан дневни дијаграм протока воде

### Литература

- [10.1] Waide P., Brunner C. U., “Energy-Efficiency Policy Opportunities for Electric Motor-Driven Systems”, International Energy Agency (www.iea.org), 2011.
- [10.2] Implementing Directive 2005/32/EC.
- [10.3] Wachter, B. de, “White Paper - Electric Motor Asset Management”, ECI, 2001.
- [10.4] IEC 60034-30: Efficiency classes of single-speed, three-phase, cage-induction motors (IE Code).

- [10.5] IEC 6034-31 Part 31: Guide for selection and application of energy-efficient motors including variable-speed applications, 2010.
- [10.6] ABB, Technical note IEC 60034-30 standard on efficiency classes for low voltage AC motors.
- [10.7] EC, 2009. Full Impact Assessment (regard to ecodesign requirements for electric motors). SEC (2009)1014.
- [10.8] CEE, "Motor Efficiency, Selection and Management – A Guidebook for Industrial Efficiency Programs", Boston, USA. September 2013.
- [10.9] SRPS ISO 50001:2012(ср, ен), "Системи менаџмента енергијом – Захтеви са упутством за коришћење", мај 2012 (идентичан са ISO 50001:2012).
- [10.10] M. van Werkhoven, "ISO 50001 Energy Management and Electric Motor Driven Systems", Motor Summit, Zurich, Switzerland. 2012.
- [10.11] Danfoss, "Improving Condenser Water Pumping Systems", Application Note MN60F102, rev. 2003-09-11.
- [10.12] Danfoss, "Improving Secondary Pumping in Primary/Secondary Systems", Application Note MN60E102, rev. 2003-09-11.
- [10.13] Danfoss, "Multi Motor Application with VLT 5000 and VLT 6000 HVAC", Application Note MN56A102, rev. 2003-09-11.
- [10.14] Николић А. (рад по позиву), "Рационализација потрошње електричне енергије на црпним станицама система водо-снабдевања применом регулисаних електромоторних погона", Саветовање о уштеди електричне енергије у индустрији, расвети и домаћинствима, Пожаревац, Децембар 2007.
- [10.15] Ћук В., Николић А., Јефтенић Б., "Примена регулисаних електромоторних погона у црпним станицама система водоснабдевања", Зборник радова са 50-те конференције ЕТРАН, Београд, Јуни 2006.

### Питања

1. Који типови светиљки постоје и које су основне карактеристике?
2. Којим се мерама може унапредити енергетска ефикасност расвете?
3. Који степени ефикасности мотора постоје?
4. Навести захтеве Ecodesign директиве.
5. Да ли се премоћавањем мотора може повећати степен ефикасности?
6. Да ли превремена замена електромотора може да повећа енергетску ефикасност?
7. Колико се може повећати енергетска ефикасност ако се помоћу процедура стандарда ISO 50001 врши надзор електромоторног погона?
8. Које су предности примене регулација брзине електромотора?
9. Због чега се највеће уштеде остварују регулацијом брзине мотора пумпи?





## **11. УПРАВЉАЊЕ ПОТРОШЊОМ ЕЛЕКТРИЧНЕ ЕНЕРГИЈЕ И ПРИМЕНА КОМПЕНЗАЦИЈЕ РЕАКТИВНЕ СНАГЕ**

**Александар Николић**

### **11.1 ПОТРОШЊА ЕЛЕКТРИЧНЕ ЕНЕРГИЈЕ**

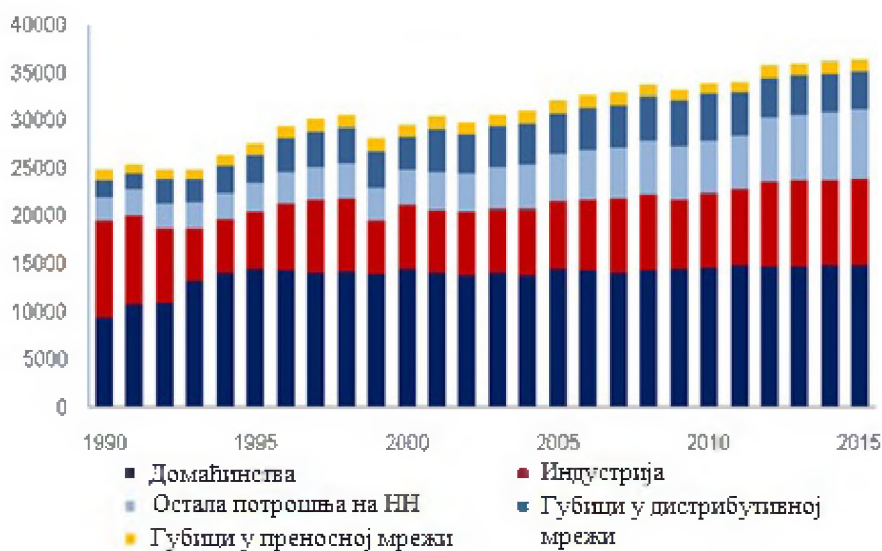
У оквиру електроенергетског система (ЕЕС) функционишу различити потрошачи (пријемници) електричне енергије, који су по својим карактеристикама разнородни. Ниво потрошње сваког од потрошача је променљив како у току дана, тако и током године, па ЕЕС мора практично тренутно да прати промене у подсистему потрошње (конзум). Из тих разлога сви капацитети у оквиру ЕЕС морају бити димензионисани према максималном оптерећењу (максималној снази) потрошача које траје веома кратко (нпр. један сат у току године). Преостало време систем ради са мањим оптерећењем.

У периоду од 2008. до 2015. године, просечна годишња стопа раста потрошње електричне енергије на територији Републике Србије износила је око 0.9%, а вршне снаге око 0.5%. Релативно стабилан раст потрошње електричне енергије у индустрији од око 1.8% годишње и нешто блажи раст потрошње на ниском напону од око 1.4% годишње, довео је до смањења неравномерности потрошње.

У 2015. години финална потрошња електричне енергије износила је око 31.195 GWh, а вршна снага око 7.000 MW. На слици 11.1 приказан је раст потрошње електричне енергије у Републици Србији за последњих 25 година према подацима Електропривреде Србије [11.1].

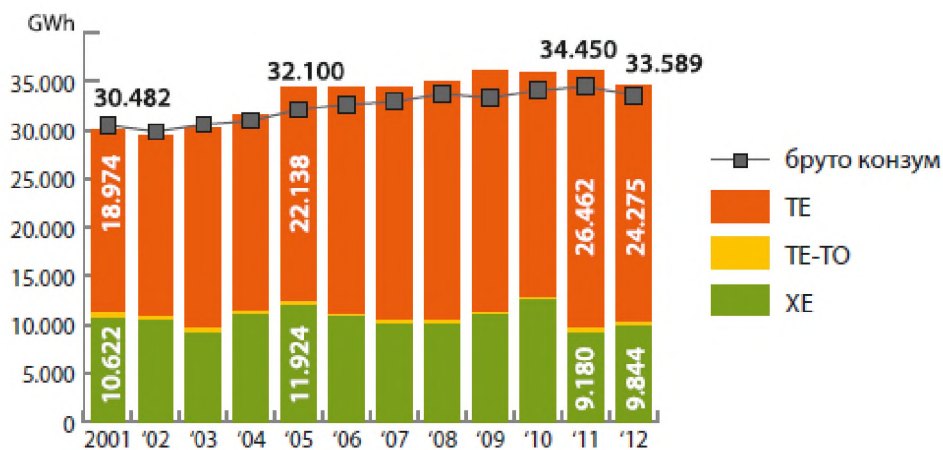
#### **11.1.1 Врсте потрошача**

Према карактеристикама, потрошачи електричне енергије деле се на термогене (отпорне, резистивне) и реактивне потрошаче. Термогени потрошачи целокупну доведену електричну енергију претварају у топлотну, тако да је њихов фактор снаге једнак јединици. У ову групу потрошача спадају разне врсте грејача, попут оних у котловима, грејалицама, штедњацима и сл., као и сијалице са ужареним влакном (инкадесцентне сијалице). За ове потрошаче важи да су активна и привидна снага практично једнаке, односно реактивна компонента снаге је занемарљива (приближно је једнака нули).



Слика 11.1 Раст потрошње електричне енергије у РС у периоду 1990.-2015.

На слици 11.2 приказана је структура производње Електропривреде Србије и бруто конзум (подсистем потрошње), а у складу са подацима из 2012. године [11.2].



Слика 11.2 Структура производње електричне енергије и бруто конзум у 2012.

Реактивни потрошачи су они код којих, због постојања магнетног кола, долази до појаве магнетног односно електростатичког поља. Енергија овог поља такође се претвара у електричну енергију, али изазива одређено кашњење струје у односу на напон, односно појаву реактивне компоненте снаге због чега је фактор снаге мањи од јединице. У ову врсту потрошача спадају електромотори, завојнице (пригушнице, намотаји за електрофилтре), трансформатори, индуктивне пећи, енергетски претварачи са полупроводничким прекидачима (тиристори, транзистори снаге) попут исправљача, чопера и инвертора, извори светлости са електричним пражњењем типа флуоресценцијске и сл.

Потрошачи електричне енергије, са аспекта дистрибутивне мреже, сврставају се у одређене групе зависно од типа потрошње:

- Индустијски потрошачи прикључени на мрежу високог напона 110kV и електровучне подстанице напона 25kV;
- Дистрибутивни потрошачи прикључени на напон 0,4kV-35kV;
  - Потрошачи на средњем напону (индустија, саобраћај, услуге);
  - Потрошачи на ниском напону 0,4kV (део индустрије, домаћинства, јавно осветљење, услуге);
- Специфични потрошачи као што су пумпе у реверзибилним хидроелектранама (РХЕ), сопствена потрошња термоелектрана, итд.

#### 11.1.2 Типични профили потрошње електричне енергије у индустрији

Профил оптерећења, снимљен или рачунским путем добијен за одређени временски период, омогућава сагледавање начина рада потрошача као и могућност утицања на смањење или ограничење прекомерне потрошње. На профилу потрошње региструју се максимуми оптерећења у петнаестоминутним интервалима, у складу са захтевима оператора дистрибутивног система (ОДС). Уколико мерни уређаји не региструју податке о петнаестоминутним оптерећењима, ОДС податке за мерно место одређује на основу месечно утрошене електричне енергије и карактеристичног дијаграма потрошње (профила потрошње) [11.3].

Профили потрошње се одређују за карактеристичне типове мерног места, периоде током календарске године и типове дана.

Типови мерног места се утврђују на основу намене потрошње или на основу часовног коришћења измерене месечне максималне петнаестоминутне активне снаге где постоји мерење снаге или одобрене активне снаге где нема мерења снаге.

Периоди током године се дефинишу уз уважавање карактеристичних климатских услова, привредних активности и других карактеристичних показатеља.

Типови дана се одређују у зависности од дана у седмици уз уважавање државних и верских празничних дана.

Дневна енергија дефинисаних типова дана и профили потрошње за те дане се одређују на основу измерених сатних оптерећења на мерним местима која по својим

карактеристикама представљају репрезентивне примере за сваки од типова мерних места. Профили потрошње исказани су у процентима као релативно сатно оптерећење у односу на дневну енергију.

Анализа профила оптерећења потребна је ради утврђивања прекомерно преузете снаге, као и за дефинисање степена потребне компензације реактивне снаге.

Типична потрошња електричне енергије у индустрији, тј. њен променљиви део, везана је за сменски рад. На промене оптерећења у времену утичу и специфични технолошки процеси у оквиру којих су потрошачи значајне снаге (електромотори, пумпе, компресори и сл.) [11.4]. Константни део потрошње најчешће одлази на напајање канцеларија (рачунари, климатизација/грејање, расвета).

На слици 11.3 приказана је месечна промена потрошње електричне енергије по тони готовог производа једног индустријског постројења [11.5], [11.6].

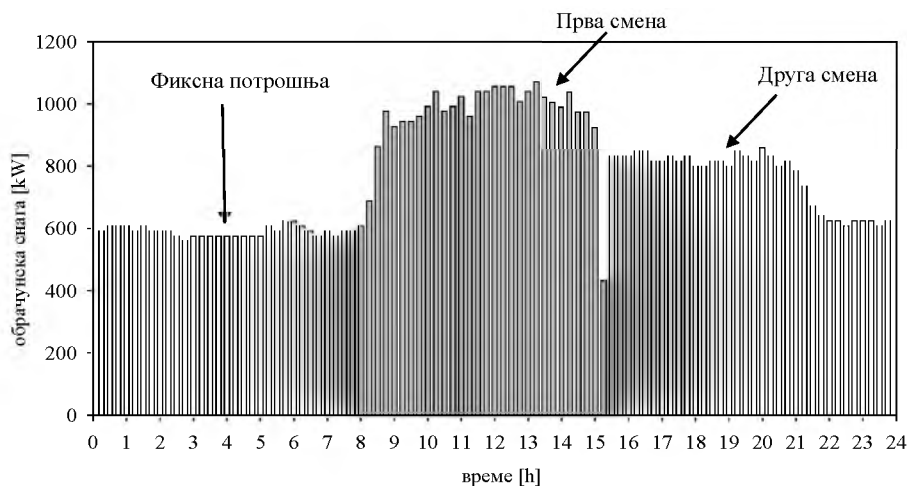
На слици 11.4 дат је типичан пример профила потрошње електричне енергије система водоснабдевања са назначеним трендом трошкова [11.7].

На слици 11.5 приказан је профил оптерећења индустријског постројења чији технолошки процес захтева рад у две смене и то у периоду од 9-15 часова (прва смена) и од 16-21 час (друга смена).

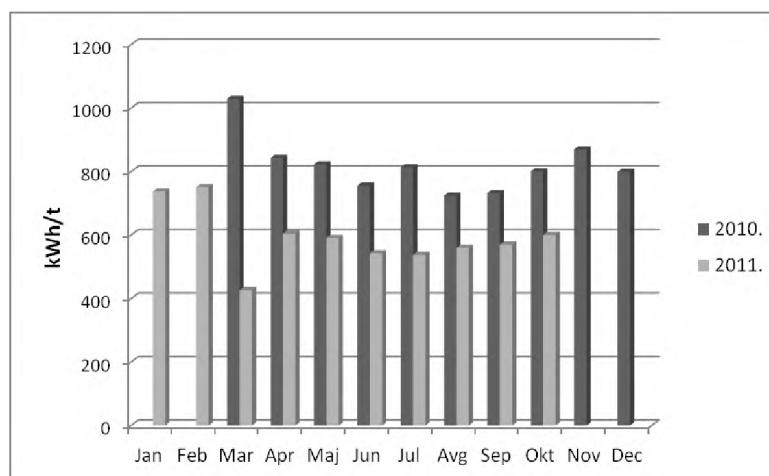
На основу претходног дијаграма може се закључити да је фиксна потрошња непроизводних процеса око 600kW, при чему значајан део одлази на систем расвете, затим евентуално грејање и компримовани ваздух.



Слика 11.3 Потрошња електричне енергије са назначеним трошковима



Слика 11.4 Дневни дијаграм потрошње индустријског објекта



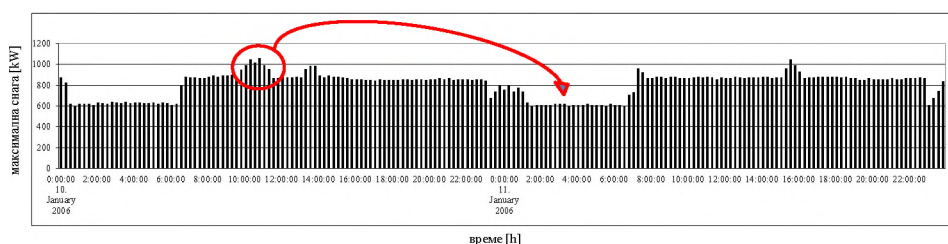
Слика 11.5 Специфична потрошња електричне енергије индустријског постројења

### 11.1.3 Пример анализе профила потрошње

На следећем примеру једне црпне станице у оквиру система водоснабдевања биће приказано како је могуће да се на основу континуалног праћења потрошње електричне енергије и касније спроведене анализе смање трошкови за електричну енергију без икаквих улагања [11.7].

На слици 11.6 приказани су подаци преузети са дигиталног обрачунског бројила које има могућност даљинског очитавања 15-минутне снаге (тзв. обрачунава снага или

„максиграф“) и снимања на рачунару. Да би се јасније уочио утицај потрошње, приказан је период за два сукцесивна дана, при чему је на нивоу целог месеца промена потрошње била потпуно уједначена. Може се видети да постоји константна потрошња (у ноћном периоду од 600kW, а у дневном од 830kW), при чему се јављају краћи скокови и изнад 1000kW. Према подацима који обухватају месец дана, оптерећење је било испод 70%, а регистрована обрачунска снага 1176kW.



Слика 11.6 Пример анализе профила потрошње електричне енергије

Констатовано је да се периоди повећане потрошње (на слици заокружени црвеном бојом) поклапају са радом пумпи за прање филтера које су веће снаге. С обзиром да технолошки процес не захтева укључење ових пумпи у одређено време, донета је одлука да се оне укључују искључиво у периоду између 2 и 4 часа ујутру, како је означено стрелицом. Ова процедура је установљена на нивоу предузећа у виду дефинисане обавезе за операторе црпне станице. На овај начин је само једноставном организационом променом смањена обрачунска снага са 1176kW на 832kW, односно за 344kW. Узимајући у обзир тадашњу цену обрачунске снаге од 4,55EUR/kW, лако се долази до нивоа уштеде од 1565EUR на месечном нивоу.

#### 11.1.4 Управљање оптерећењем и потрошњом електричне енергије

Управљање потрошњом електричне енергије може бити засновано на једном од наведених уређаја и/или њиховом комбинацијом:

- часовник за мерење протеклог времена;
- уређај за детекцију радног циклуса;
- уређај за смањење вршног оптерећења;
- уређаји за климатизацију, грејање и хлађење (КГХ – регулатор топлотног садржаја, температурни прекидач и др.).

Један од начина управљања потрошњом електричне енергије представља и промена плана активности у погону које се односе на употребу енергије у време када није на снази вршно оптерећење. Друга техника подразумева употребу аутоматизованих система за управљање променљивим оптерећењем и потрошњом електричне енергије који омогућавају да се значајне осцилације оптерећења смање. Тако се спречава

прекомерно преузимање електричне енергије и умањују додатни трошкови проузроковани прекорачењем максималне вредности обрачунске снаге (максиграфа). Овакви системи данас су најчешће засновани на програмабилним логичким (микропроцесорским) уређајима (*Programmable Logic Controller - PLC*) помоћу којих се врши укључивање и искључивање појединих потрошача на основу мерења обрачунске снаге а са циљем да њихова потрошња не би доводила до прекомерне вредности максиграфа.

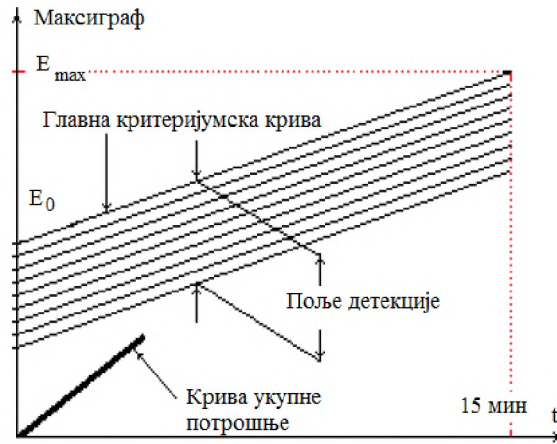
Искључење потрошача треба разматрати када потрошња знатно варира, а могуће је изравнање оптерећења због неких небитних потрошача или потрошача које је могуће контролисати. Принципи искључења потрошача могу да се примене код било ког великог индустријског или комерцијалног потрошача. Први корак у примени искључења потрошача подразумева успостављање циљног захтева. Циљни захтев се базира на читавањима стварне потрошње или анализама потрошње. Други корак подразумева идентификацију потрошача које је могуће регулисати тако да се могу искључити како се не би прекорачио жељени лимит. Примери потрошача који се могу контролисати су електричне пећи, електрични бојлери, компресори, климатизација, вентилатори за грејање и вентилацију, хлађење и процеси који нису критични.

Да би се постигло коректно искључење потрошача, треба пазити да се избегну ограничења опреме по питању краткорайних циклуса укључења/искључења. На пример, укључење и искључење мотора смањује његов животни век и може га озбиљно оштетити. Увек треба проверити спецификацију опреме којом се управља како би се утврдило да је више покретања у кратком временском периоду неће оштетити.

На слици 11.7 дато је упрошћено објашњење начина рада једног система за управљање вршним оптерећењем [11.8]. Систем прати нагиб криве оптерећења у односу на предефинисане критеријумске криве, при чему је нагиб ових кривих дефинисан минималном енергијом  $E_0$  и максималном 15-минутном енергијом  $E_{max}$  коју фабрика не сме да прекорачи. Уколико се детектује пресек криве оптерећења и критеријумске криве, доћи ће до искључења потрошача одређене снаге како би се крива оптерећења поставила на главну критеријумску криву, односно како не би дошло до прекорачења  $E_{max}$ .

Већи број критеријумских крива уводи се како би се потрошачи унутар фабрике груписали према снази и како би се финије регулисала промена укупне потрошње.

Одређени технолошки процеси који захтевају стално напајање нису погодни за примену оваквих система.



Слика 11.7 Принцип рада система за управљање потрошњом

## 11.2 ФАКТОР СНАГЕ

Фактор снаге се дефинише као однос активне снаге  $P$  (одговара енергији која обезбеђује вршење одређеног рада) и привидне снаге  $S$  (одговара енергији коју потрошач преузима из мреже):

$$\cos(\varphi) = \frac{P}{S} \quad (11.1)$$

где се активна снага рачуна као сума производа тренутних вредности фазних напона и струја, при чему је  $OdbS$  број одбирака у секунди, а  $i$  број фазе ( $i=1,2,3$ ) [11.9]:

$$P[i] = \frac{1}{OdbS} \cdot \sum_{n=0}^{OdbS-1} V[i][n] \cdot I[i][n] \quad (11.2)$$

а привидна снага као производ ефективних вредности напона и струја:

$$S[i] = V_{rms}[i] \cdot I_{rms}[i] \quad (11.3)$$

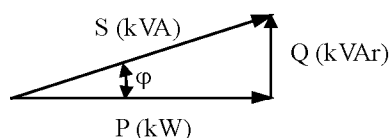
При томе су ефективне вредности напона и струја дефинисане са:

$$V_{rms}[i] = \sqrt{\frac{1}{OdbS} \cdot \sum_{n=0}^{OdbS-1} V[i][n]^2} \quad (11.4)$$

$$I_{rms}[i] = \sqrt{\frac{1}{OdbS} \cdot \sum_{n=0}^{OdbS-1} I[i][n]^2} \quad (11.5)$$

Фактор снаге се јасно види из векторског дијаграма снаге (троугла снаге, слика 11.8), где је са  $Q$  означена реактивна снага.





$$\cos(\varphi) = P / S$$

**Слика 11.8** Векторски дијаграм снаге

На основу претходног дијаграма јасно је да се реактивна снага дефинише као:

$$Q[i] = \sqrt{S[i]^2 - P[i]^2} = S[i] \cdot \sin(\varphi) \quad (11.6)$$

Јединица за активну снагу је ват (W), мада се у пракси најчешће узима 1000 пута већа вредност односно киловат (kW). Јединица за привидну снагу је волтампер (VA), односно kVA, а за реактивну киловар (kVAr).

Вредност фактора снаге креће се у опсегу од 0 до 1, при чему вредност једнака 1 значи да потрошач сву преузету енергију претвара у користан рад (реактивна енергија је једнака нули).

То је случај нпр. код грејача, док је код мотора вредност фактора снаге обично у опсегу од 0,8 до 0,9 у зависности од типа и снаге мотора.

Код флуосветилки, због изузетно нелинеарне природе потрошње, фактор снаге може да буде и 0,6 (па и мањи).

Асинхрони мотори и други потрошачки апарати са индуктивним фактором снаге, захтевају снабдевање реактивном енергијом из напојне мреже. У вертикално-организованој, јединственој електропривреди, та енергија се испоручивала као део комплетне обавезе снабдевања потрошача, уз извесну надокнаду за реактивну енергију, сходно важећим тарифним клаузулама.

Показало се да је снабдевање потрошача реактивном енергијом из преносне мреже, из познатих разлога (губици, загушење преносних капацитета) неекономично, па се препоручује да се она производи у близини самих потрошача, уградњом кондензаторских батерија, прикључених оточно, на страни нижег напона дистрибутивних трансформатора. На тај начин, низак фактор снаге потрошача, са гледишта мреже, решава се локално, од стране самих корисника, не захтевајући учешће оператора преносног система и централне службе помоћних услуга.

### 11.3 КОМПЕНЗАЦИЈА РЕАКТИВНЕ СНАГЕ

При напајању потрошача електричном енергијом део одлази на вршење одређеног рада (активни део). Активна енергија се у потпуности троши на пасивне (тзв. резистивне) потрошаче.

Нелинеарни потрошачи, попут електромотора и трансформатора, захтевају одређени део енергије који је потребан за надокнађивање магнетног магнетног кола. Овај део енергије назива се реактивном енергијом (снагом) и она се не троши на вршење рада,

тако да се често назива и „јаловом“ снагом. На слици 11.9 види се како реактивна снага утиче на укупни рачун за утрошену електричну енергију индустријског постројења. На слици лево црвеном и плавом бојом означена је укупна енергија која се плаћа, при чему је део који се односи на активну енергију представљен црвеном бојом. Уколико се угради компензација, односно кондензаторске батерије како је приказано на слици десно, значајан (понекад и комплетан) удео реактивне снаге ће бити покривен из кондензатора и неће се појављивати у рачуну. Део означен зеленом бојом значи да се за толико умањује рачун за утрошену електричну енергију или да за толико можемо повећати потрошњу.

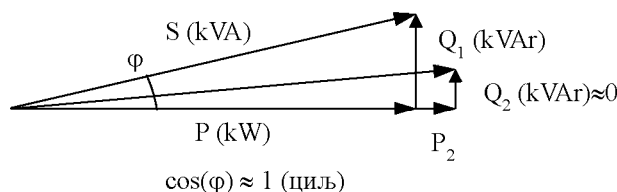


Слика 11.9 Шематски приказ утицаја компензације реактивне снаге

### 11.3.1 Основни принципи система компензације реактивне снаге

У рачуну за утрошену енергију посебно се наплаћују утрошена активна и реактивна енергија, при чему ова друга, иако ниже цене може значајно утицати на укупни рачун.

Системи за компензацију реактивне снаге се примењују тамо где је у рачунима за утрошену електричну енергију утврђено да се на месечном нивоу значајан део издваја за реактивну енергију. Ово значи да потрошач ради са сниженим фактором снаге, а за дистрибутивни систем би најпогодније било да је његова вредност блиска јединици. У неким енергетским системима, а тако је раније и код нас била пракса, од потрошача се захтевало да ради са фактором снаге 0,95 или 0,96 и већим, и у тим случајевима на рачуну се није обрачунавала утрошена реактивна енергија. Сада је ситуација таква да се плаћа сваки потрошени киловар сат реактивне енергије, тако да се у неким индустријским постројењима са претежно моторним потрошачима исплати уградња компензације реактивне снаге и у случајевима када је фактор снаге у опсегу 0,95-0,97 [11.7]. На слици 11.10 приказан је дијаграм снаге на ком је истакнут значај смањења реактивне снаге на новоустановљену вредност  $Q_2$ , док се активна снага повећава за износ  $P_2$  који представља расположиву активну снагу након компензовања система.



Слика 11.10 Векторски дијаграм снаге са назначеним утицајем компензације

Уградња система за компензацију реактивне снаге подразумева примену кондензаторских батерија које на локалном нивоу (близу потрошача) обезбеђују потребан ниво реактивне снаге, тако да је укупно преузета енергија из мреже мања након примене ових система [11.11].

Уколико је мерењима претходно утврђено да постоје варијације оптерећења, односно реактивне снаге, системи се пројектују тако да се одређене групе кондензатора аутоматски укључују/искључују. Овај начин рада се обезбеђује уградњом регулатора фактора снаге, који данас представља микропроцесорски заснован уређај који на основу предефинисаног алгоритма за укључење/искључење кондензатора активира одговарајуће контакторе који управљају сегментима система компензације. Потребна вредност фактора снаге обезбеђује се тако што се подеси жељена вредност на самом регулатору, а стварна вредност одређује мерењем струје оптерећења и напона напајања на главним сабирницама (обично код трансформатора).

Сегменти (односно групе кондензатора) бирају се у складу са утврђеним профилем оптерећења, тако да се прво анулира реактивна снага која потиче од константног нивоа оптерећења, а да се затим по потреби активирају мањи сегменти који покривају променљиви део оптерећења. С обзиром да се при укључењу и искључењу кондензатора јављају велике струје, потребно је да се обезбеди одређено време (обично не мање од 40s до 60s) између искључења и поновног укључења исте групе кондензатора како би се обезбедило сигурно пражњење кондензатора и њихов дужи радни век [11.12].

Кондензаторске батерије се обично везују у спрегу троугао (слика 11.11 лево), тако да се у једну батерију постављају три кондензатора (слика 11.11 десно), тако да батерија обезбеђује потребну компензацију трофазног потрошача. На слици се виде и додатни предотпори ( $R$ ) за ограничење струје кондензатора при укључењу/искључењу.

Регулатори фактора снаге се обично израђују са 4, 6 и 12 канала, односно могу да врше регулацију 4, 6 и 12 кондензаторских батерија. Регулатор најчешће има 10 задатих комбинација корака за управљање контакторима кондензаторских батерија различитих снага [11.12]:

- 1.1.1.1.1.1 1.2.3.3.3.3

- 1.1.2.2.2.2 1.2.3.4.4.4
- 1.1.2.3.3.3 1.2.3.6.6.6
- 1.1.2.4.4.4 1.2.4.4.4.4
- 1.2.2.2.2.2 1.2.4.8.8.8

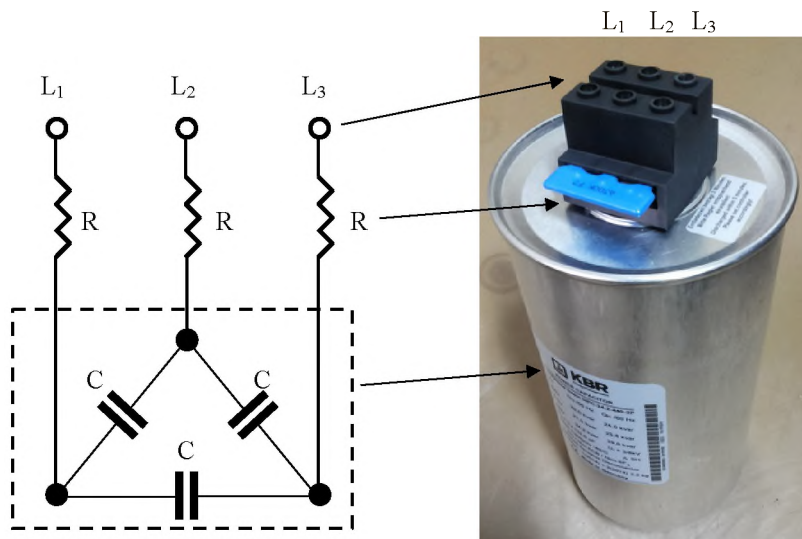
Комбинације корака осигуравају оптималну компензацију смањењем броја степени за компензацију и радног времена појединих степени. На следећем примеру ће бити објашњено како се правилно бира секвенца регулатора и број степени.

Ако је потребно обезбедити компензацију реактивне снаге у износу од 150kVA<sub>r</sub> на напону 400V, 50Hz, могуће је изабрати 10 модула по 15kVA<sub>r</sub> и секвенцу регулатора 1.1.1.1.1.1. То значи да је потребно набавити 10 кондензаторских батерија, 10 одговарајућих контактора и регулатор фактора снаге са 12 канала.

Јефтиније и технички исправније решење је са 4 групе кондензатора од по 15 + 30 + 45 + 60 = 10 x 15 kVA<sub>r</sub>. Сада је секвенца регулатора 1.2.3.4, па је потребно набавити 4 модула који практично дају 10 различитих снага, 4 контактора и довољно је изабрати регулатор фактора снаге са 6 канала чија је цена нижа од 12-то каналне верзије.

На слици 11.12 приказан је један регулатор фактора снаге са 12 степени.

Системи за компензацију могу бити и са додатним филтрима (обично пригушницама) за уклањање појединих виших хармоника који нарушавају квалитет напона напајања [11.13], [11.14]. Такође служе и за заштиту кондензатора од негативног утицаја струја виших хармоника. Изглед трофазне пригушнице за елиминацију виших хармоника је дат на слици 11.13.



Слика 11.11 Шема и изглед трофазне кондензаторске батерије



Слика 11.12 Регулатор фактора снаге



Слика 11.13 Изглед трофазне пригушнице за елиминацију виших хармоника

Приликом употребе пригушница за компензацију долази до појаве напонског оптерећења кондензатора. Због тога је у пракси при коришћењу пригушница потребно одабрати кондензаторске батерије које раде на повишеном напону, обично 480V [11.13], [11.14].

С обзиром да се уградњом пригушнице добија редно осцилаторно L-C коло, при избору пригушница руководи се избором подешене фреквенције према формули:

$$f_r = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{L \cdot C}} \quad (11.7)$$

где је са  $L$  означена индуктивност пригушнице у мили Хенријима [mH], а са  $C$  капацитивност кондензатора у микро Фарадима [ $\mu$ F]. Ред подешавања  $n$  при фреквенцији мреже од 50Hz износи:

$$n = \frac{f_r}{50\text{Hz}} \quad (11.8)$$

Подешена фреквенција мора да буде тако одабрана да се налази изван подручја резонантне фреквенције хармонијског спектра струја. Такође, подешена фреквенција не сме да утиче на фреквенцију даљинског управљања  $F_r$ , тако да се бирају следеће вредности подешене фреквенције за мреже 400V, 50Hz:

- $f_r = 135\text{Hz}$ , 190Hz и 215Hz без фреквенције даљинског управљања;
- $f_r = 135\text{Hz}$  за фреквенцију даљинског управљања у опсегу 165-250Hz;
- $f_r = 190\text{Hz}$  за фреквенцију даљинског управљања у опсегу 250-350Hz;
- $f_r = 215\text{Hz}$  за фреквенцију даљинског управљања изнад 350Hz.

Ово важи за трофазне потрошаче, генераторе виших хармоника попут фреквентних претварача, исправљача, система непрекидног напајања (UPS), покретача. За монофазне потрошаче код којих је привидна снага виших хармоника већа од 10% називне привидне снаге мреже, попут натријумових и живиних сијалица, флуо светиљки, уређаја за заваривање и сл., подешена фреквенција треба да буде 135Hz.

У табели 11.1 дат је однос између подешене фреквенције, реда подешења и релативне импедансе за мреже 50Hz.

**Табела 11.1** Однос подешене фреквенције, реда подешења и релативне импедансе

Подешена фреквенција $f_r$ [Hz]	Ред подешења $n = f_r / f$	Релативна импеданса ( $P = 1/n^2$ ) у %
135	2,7	13,7
190	3,8	6,92
215	4,3	5,4

### 11.3.2 Могућности повећања енергетске ефикасности применом система компензације

Системи компензације реактивне снаге представљају један од најчешћих начина за постизање уштеда у утрошеној електричној енергији у индустрији. Правилна примена система за компензацију реактивне снаге може да обезбеди не само мањи рачун за утрошену електричну енергију, већ и да омогући додатне погодности.

Нпр. ако се компензује реактивна снага потрошача који је удаљен у односу на остале потрошаче у фабрици, након компензације биће смањен и пад напона на напојном каблу и самим тим постигнуто поузданије напајање потрошача [11.2].

При компензацији реактивне снаге главног довода електричне енергије у фабрику (трафостанице), постиже се додатно растерећење довода односно омогућавање преузимања додатне количине активне енергије по истом доводу.

Иако је код нас још увек ниска цена електричне енергије, у већини већих индустријских комплекса (снаге 1MW и више) уградња компензације реактивне снаге исплати се током периода не дужег од годину дана. Ово се односи првенствено на системе тзв. фиксне и аутоматске компензације са регулатором фактора снаге.

У много случајева могуће је, пажљиво изабраном фиксном компензацијом у складу са претходно извршеним мерењима, постићи прилично висок фактор снаге ( $>0,98$ ) и тако смањити ниво почетне инвестиције [11.11].

Наравно, ово важи код постројења са константним или слабо променљивим оптерећењем. Код потрошача код којих се оптерећење мења скоковито и у широком опсегу, једини могући избор је тзв. динамичка компензација. Код система са динамичком компензацијом ниво реактивне снаге се мења помоћу енергетских претварача, а не обичних прекидача (контактора) како би се складно пратиле брзе промене оптерећења. Овакви системи су још увек скупи и одлука за њихову примену треба да буде пажљиво донета уз претходно детаљно обављену финансијску анализу.

### 11.3.3 Пример пројектовања система компензације реактивне снаге

При пројектовању система компензације обично се полази од прорачуна на основу претходних рачуна за утрошену електричну енергију и података о типу потрошача и начину напајања. Избор опреме у случају фиксне компензације трансформатора или електромотора врши се и на основу табличних вредности које обезбеђују произвођачи опреме. Трансформатор се обично компензује постављањем одговарајуће кондензаторске батерије у саму трафо ћелију, непосредно уз трансформатор. На слици 11.14 приказан је уграђени кондензатор код трансформатора за компензацију струје магнећења трансформатора у празном ходу.



Легенда:

1. трансформатор  
10kV/0,4kV
2. сабирнице напајања
3. кондензатор за  
компензацију

Слика 11.14 Положак кондензатора за компензацију реактивне снаге потребне за магнећење трансформатора

Вредност капацитета батерије и износ реактивне снаге коју кондензатор обезбеђује при одређеном напону напајања бира се на основу снаге трансформатора. Разлог је тај што се овим кондензатором компензују губици трансформатора у празном ходу. Нпр. за трансформатор снаге 1000kVA, што представља један од најраспрострањенијих у индустријским постројењима, користи се кондензатор снаге 25kVAr при напону напајања 400V.

У табели 11.2 су приказане препоручене вредности кондензатора за компензовање реактивне енергије трансформатора напона  $x/0,4kV$  потребне за магнећење његових намотаја [11.15].

Компензација реактивне снаге асинхроних мотора (обично оних веће снаге од 8kW) може се вршити директно код прикључака напајања самог мотора, без ризика да дође до само-побуђивања мотора. У табели 11.3 дате су максималне снаге кондензатора које могу да се прикључе непосредно уз асинхрони мотор. Притом је, у свим случајевима, потребно проверити да максимална струја кондензатора не превазилази 90% струје магнећења неоптерећеног мотора.

При компензовању реактивне снаге целог индустријског постројења систем се поставља обично у објекат трафостанице или непосредно уз њега тако што се на исти прикључује повезивањем на главне (бакарне) сабирнице напајања одакле се даље кабловским везама обезбеђује напајање свих главних потрошача или делова постројења.

Да би се обезбедио поуздан рад система компензације, при инсталацији треба обратити пажњу на неколико важних детаља.

Први и најважнији је напонски ниво и квалитет напона напајања. Наиме, није свеједно да ли је називни напон нешто већи од 400V (али још увек у оквиру дозвољених граница од  $\pm 10\%$ ) и да ли је присутан већи садржај виших хармоника (изобличење напона). У оба случаја, препорука је да се изврши одговарајуће мерење квалитета напона напајања у крајњем трајању од 24 часа уколико индустријски погон ради у све три смене. Том приликом ће се тачно утврдити ниво промене оптерећења проузрокован укључењем/искључењем појединих потрошача, као и вредност напона напајања. Кондензаторске батерије треба, уколико је напон напајања 400V или за који проценат већи, изабрати за називни напон од 440V, јер се на тај начин обезбеђује сигуран рад система и избегава евентуални отказ кондензатора у случајевима када дође до пораста напона. Даље, ако се примењује аутоматски односно регулисан систем компензације, контактори (прекидачи) за укључење/искључење кондензатора треба да буду са уграђеним предотпорима који служе да спрече појаву пренапона и електричног лука при укључењу/искључењу кондензатора [11.13].



**Табела 11.2** Потребне вредности кондензатора за компензовање реактивне снаге  
магнећења трансформатора

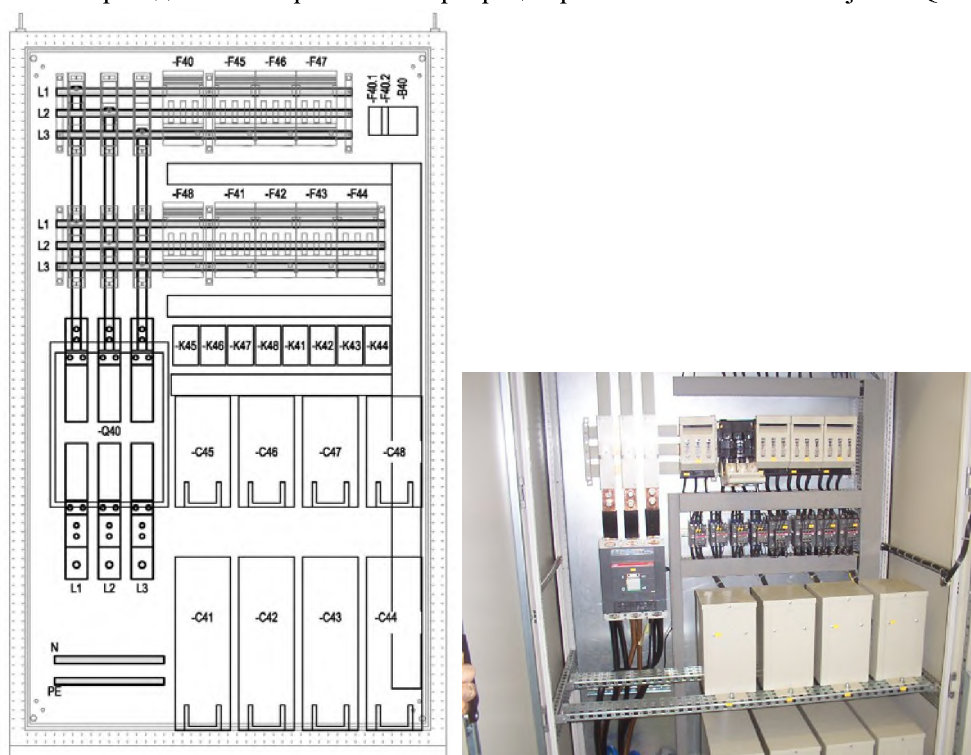
Номинална снага трансформатора [kVA]	Потребан износ kVAr за магнећење трансформатора		
	неоптерећен	75% оптерећења	100% оптерећења
100	3	5	6
160	4	7,5	10
200	4	9	12
250	5	11	15
315	6	15	20
400	8	20	25
500	10	25	30
630	12	30	40
800	20	40	55
1000	25	50	70
1250	30	70	90
2000	50	100	150

**Табела 11.3** Максималне вредности снаге кондензатора за компензовање реактивне  
снаге асинхроних мотора

Максимална снага мотора [kW]	Максимална снага у kVAr за различите брзине мотора		
	3000 [ob/min]	1500 [ob/min]	1000 [ob/min]
8	2	2	3
11	3	4	5
15	4	5	6
18	5	7	7,5
22	6	8	9
30	7,5	10	11
37	9	11	12,5
45	11	13	14
75	17	22	25
110	24	29	33
132	31	36	38
160	35	41	44
200	43	47	53
250	52	57	63
280	57	63	70
355	67	76	86

Ако се мерењима утврди значајна вредност изобличења напона ( $>8\%$ ), потребно је уградити и одговарајуће пригушнице којима се сузбијају виши хармоници (најчешће 5. и 7.) [11.14]. На повећану вредност виших хармоника посебно треба обратити пажњу у индустријским постројењима са већим бројем инсталираних фреквентних регулатора и/или других система енергетске електронике попут система индуктивног грејања, регулатора напона (софт-стартера и сл.).

На крају, погодно је да се прикључење система компензације врши преко прекидача са интегрисаном заштитом који, у случајевима превелике струје оптерећења или квара у систему компензације, обезбеђује његово сигурно раздвајање од осталог дела система напајања [11.13]. На слици 11.15 дат је изглед једног савременог система аутоматске компензације индустријског постројења, пројектованог у складу са претходним препорукама. При томе су са –C41 до –C44 означене кондензаторске батерије снаге 54kVAr, док су са –C45 до –C48 означене кондензаторске батерије снаге 27kVAr. Са –F означена су трополна подножја ножастих осигурача који имају задатак да штите од превисоких струја квара контакторе означене са –K41 до –K48. Главни прекидач са интегрисаном микропроцесорском заштитом означен је са –Q0.



Слика 11.15 Изглед система компензације реактивне снаге индустријског постројења (лево - шематски распоред опреме у орману, десно - изведени систем)

### Литература

- [11.1] Технички годишњи извештај о раду ЈП ЕПС, 2015.,  
<http://www.eps.rs/TehnickiIzvestaji/TEHNICKI%20GODISNJAK%20WEB%202015%20S.pdf>
- [11.2] Технички годишњи извештај о раду ЈП ЕПС, 2012.,  
[http://www.eps.rs/TehnickiIzvestaji/TEH\\_Godisnjak2012\\_sajt.pdf](http://www.eps.rs/TehnickiIzvestaji/TEH_Godisnjak2012_sajt.pdf)
- [11.3] Правила о раду дистрибутивног система, <http://aers.rs/Index.asp?l=1&a=93#PRS>
- [11.4] Jankes G., Stamenic M., Nikolic A., Tanasic N., Delic J., "Energy management system in industry as a precondition for energy efficiency improvement", in *Proceedings of Third Regional Conference Industrial Energy and Environmental Protection IEEP 2011*, Kopaonik, Serbia, June 2011.
- [11.5] Николић, А., Ђук В., Ђедовић З., "Значај испитивања квалитета електричне енергије за израду и извођење пројеката енергетске ефикасности", Зборник радова *XIV Симпозијума из области папира, целулозе, амбалаже и графике*, Златибор, Јуни 2008.
- [11.6] Николић А., Стаменић М., Танасић Н., Милосављевић С., Јанкес Г., „Дефинисање критичних тачака потрошње енергије у индустрији папира као полазна основа за израду енергетских биланса“, Зборник радова *XVII Симпозијума из области папира, целулозе, амбалаже и графике*, Златибор, Јуни 2011.
- [11.7] Николић А. (рад по позиву), "Рационализација потрошње електричне енергије на црпним станицама система водо-снабдевања применом регулисаних електромоторних погона", Саветовање о уштеди електричне енергије у индустрији, расвети и домаћинствима, Пожаревац, Децембар 2007.
- [11.8] Perišić Đ., Žorić A., Obradović S., „Sistem za upravljanje vršnim opterećenjem“, INFOTEH-JAHORINA 2013, Vol. 12, ISBN: 978-99955-763-1-8., стр. 255-259, 2013.
- [11.9] J. Arrillaga, N.R. Watson, S. Chen, „Power Quality Assesment“, Wiley, 2000.
- [11.10] Kostic M., Nikolic A. (invited paper), "Procedure for capacitor utilization improvement intended for reactive power compensation in networks with high order harmonics", in *Proceedings of the 5th WSEAS International Conference on Power Systems and Electromagnetic Compatibility*, Corfu, Greece, August 2005.
- [11.11] Kostic M., Nikolic A., "Solution for higher admissible values of permanently connected capacitors to the secondary side of MV/LV transformers", *WSEAS Transaction on Circuits and Systems*, ISSN 1109-2734, Issue 9, Volume 4, pp. 1146-1158, September 2005.
- [11.12] Schneider Electric, "Capacitor bank protection", Low voltage expert guide No 6, 2000.
- [11.13] Schneider Electric, "Harmonic detection and filtering", Low voltage expert guide No 4, 2000.
- [11.14] Костић М, Костић Б., Минић С., „Компензација реактивне енергије потрошача са високом дисторзијом струје и напона“, Зборник радова Електротехничког института Никола Тесла, UDK: 621.3.016.25 : 621.3. 018.78, BIBLID:0350-8528(2008-2009),19.p. 71-84.

[11.15]Alpes Technologies, “Reactive energy compensation and power quality monitoring”, Catalogue, 2010.

**Питања**

1. Које врсте потрошача електричне енергије постоје у ЕЕС-у?
2. Шта све може да утиче на промену оптерећења?
3. Шта се може закључити на основу дневног дијаграма оптерећења једног индустријског постројења?
4. Како се анализом профила оптерећења може утицати на енергетску ефикасност постројења?
5. Како се дефинише фактор снаге и у који опсег вредности узима?
6. Који све елементи чине систем компензације реактивне снаге?
7. На који се начин врши компензација реактивне снаге трансформатора и мотора?
8. Који су позитивни ефекти примене компензације реактивне снаге?

## 12. ОСНОВИ РАДА КОМПРЕСОРА И КОМПОНЕНТИ СИСТЕМА ЗА ДИСТРИБУЦИЈУ КОМПРИМОВАНОГ ВАЗДУХА

Ђорђе Чантрак

"Компресор је машина којом се повећава енергија гаса, што се видно испољава порастом притиска." [12.1]. Притом, мора се узети у обзир стишљивост транспортованог флуида. Компресори се примењују у готово свим људским делатностима: у енергетским и процесним постројењима, аутомобилској индустрији, ваздухопловству, разним војним системима, грађевинарству, медицини, у производњи прехранбених производа и др. Компримовани ваздух представља један од најдрагоценијих и најскупљих елемената процеса производње и свакако га треба плански употребљавати. О овоме, као и о различитим поделама и типовима компресора биће речи у наставку текста.

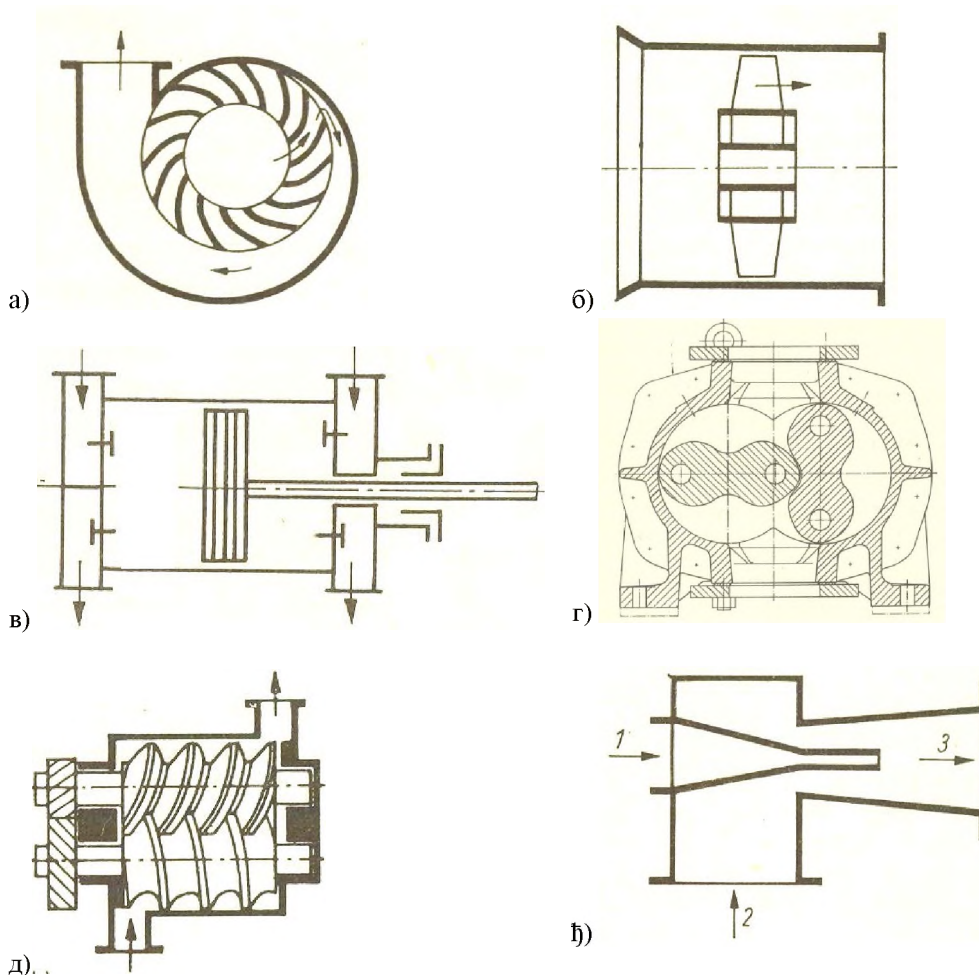
### 12.1 ОСНОВНИ ТИПОВИ КОМПРЕСОРА

Подела топлотних машина према начину рада дата је на слици 12.1.



Слика 12.1 Подела топлотних машина [12.2]

Топлотне турбине (парне и гасне) и хидрауличне турбине могу имати акцијске и реакцијске конструкције, док се турбокомпресори пројектују и израђују само као акцијске машине. Турбокомпресори се, према главном правцу струјања радног флуида у обртном колу, деле на радијалне, полуаксијалне (дијагоналне) и аксијалне. На слици 12.2 приказани су неки од типова компресора.

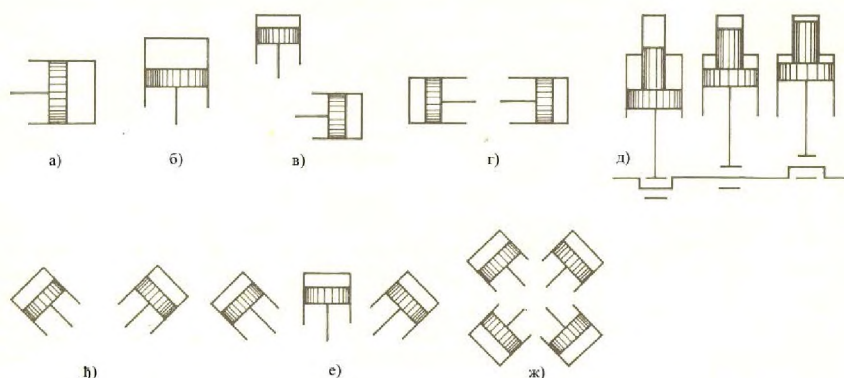


**Слика 12.2** Типови компресора: а) радијални (центрифугални); б) аксијални; в) клипни (двоструког дејства); г) Roots-ова дуваљка (компресор); д) завојни компресор; њ) ејекторски компресор: 1 – примарни флуид, 2 – ваздух, 3 – мешавина примарног и секундарног флуида [12.3]

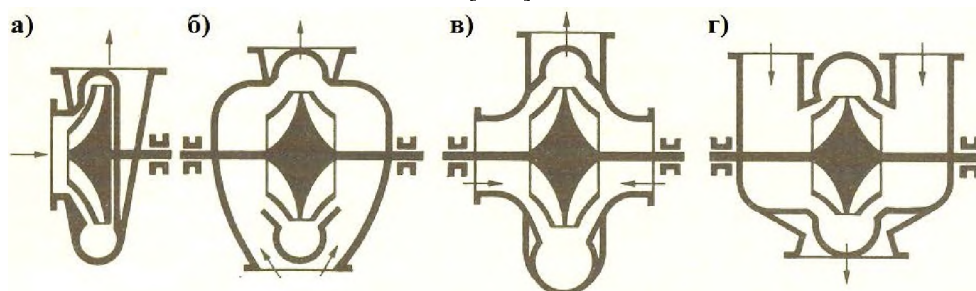
"Компресори су радне машине које служе за сабијање и транспорт гасова и пара, а могу се поделити у две основне групе." [12.4]. Према наведеном литературном извору, прву групу чине радијални и аксијални компресори, као и ејектори. У другој групи су компресори "код којих се гас сабија услед смањења запремине радног простора." [12.4]. Ово се обавља "периодичним транслаторним кретањем клипа у цилиндру (клипни компресори) или ротационим кретањем посебно обликованих

клипова (ротациони и завојни компресори)." [12.4]. Ротациони компресори су Roots-ови (Рутсови), компресори са ламелама, завојни и други [12.4].

Обртно-клипни компресори, по својим карактеристикама, спадају у групу између клипних и турбокомпресора. Обезбеђују нешто ниже притиске од клипних, али дају доста равномернији проток. Деле се на компресоре са једним и два вратила. У прву групу спадају спирални (scroll), крилни и компресори са течним прстеном, док су у другој Roots-ова дуваљка и завојни компресори различитих геометрија. Клипни компресори могу се делити према конструкцији или на основу облика клипа (сл. 12.3). Радијални турбокомпресори се различито разврставају на основу геометрије.. Подела на основу начина дострујавања у обртно коло приказана је на слици 12.4. На слици 12.3 приказани су клипни компресори различитих конструкција, међу њима и они са већим бројем цилиндара, што свакако повећава равномерност рада целог компресора.



**Слика 12.3** Различите конструкције клипних компресора: а) хоризонтална (лежећа); б) стојећа (вертикална); в) угаона; г) хоризонтална у "боксер" распореду; д) у линијском распореду; ђ) V – распоред; е) W – распоред и ж) звезда-распоред [12.3]



**Слика 12.4** Различите конструкције радијалних турбокомпресора: а) једностепени; б) двострујни са јединственим усисом; в) двострујни са симетричним усисом и г) двострујни са асиметричним усисом [12.3]

Компресори се могу поделити и на основу степена сабијања ( $\Pi$ ) који се дефинише као однос притисака на потису ( $p_d$ ) и усису ( $p_s$ )

$$\Pi = p_d/p_s \quad (12.1)$$

и то на следећи начин [12.3]:

- $1 < \Pi \leq 1,1$  – вентилатори;
- $1,1 < \Pi \leq 3$  – дуваљке и
- $\Pi > 3$  – компресори.

Обрадовић наводи нешто другачије границе [12.1]:

- $\Pi \leq 1,06$  – вентилатори;
- $1,06 < \Pi \leq 4$  – дуваљке и
- $4 < \Pi < 14$  – компресори.

Подела је извршена и на основу међународног стандарда ISO 5390:1977 (Compressors - Classification).

Класификација компресора обавља се на основу величине притиска на потису или усису код вакуум пумпи.

У зависности од врсте флуида који транспортују, компресори се, сагласно [12.3], деле како следи:

- ваздушни компресори;
- компресори за неутралне гасове;
- компресори за агресивне гасове;
- компресори за експлозивне гасове и
- компресори за расхладне флуиде.

На основу врсте инсталације, компресори се деле на стационарне и мобилне, а на основу хлађења на хлађене и нехлађене, при чему хлађење може бити спољашње и унутрашње. У складу са бројем ступњева, турбокомпресори се деле на једностепене и вишестепене, као и на једнострујне и двострујне (сл. 12.4). Постоји и њихова комбинација, тако да настаје вишестепени двострујни турбокомпресор. Такође, компресор може имати један или више цилиндара (сл. 12.3). Очигледно су могуће и друге поделе.

Аутори у [12.5] полазе од изентропског процеса сабијања гаса у турбокомпресору или дуваљци и изводе фактор компресибилности  $f$  у облику

$$f = 1 - 0,357142 \Delta p/p_s, \quad (12.2)$$

где је  $\Delta p$  – прираштај притиска и  $p_s$  – притисак на усису/улазу у турбокомпресор односно дуваљку. Ова зависност је приказана на слици 12.5.

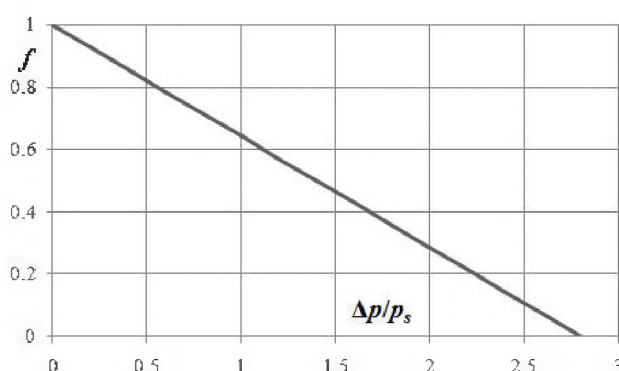
Сматра се да се приликом струјања и кроз вентилатор чини грешка ако се густина ваздуха сматра непроменљивом. Битно је при томе знати колика грешка је дозвољена. У том смислу се у [12.5] наводи следећа дефиниција: "Вентилаторима се могу називати оне струјне машине за транспорт ваздуха и гасова код којих би се нека одређена гранична вредност грешке, при одређивању напора са густином  $\rho = \text{const}$ ,



сматрала допуштеном." Дијаграм (сл. 12.5) омогућава израчунавање напора машине као

$$Y = f \cdot \Delta p / p_s \quad (12.3)$$

и он се упоређује са напором израчунатим за константну густину ваздуха ( $f = 1$ ). Дакле, могло би се узети да је релативна "грешка" од око 1% допуштена за случај вентилатора.



Слика 12.5 Зависност фактора компресибилности од релативног прираштаја притиска

## 12.2 ТЕРМОДИНАМИЧКЕ ОСНОВЕ РАДА КОМПРЕСОРА

Основни појмови из термодинамике су дати у одељку 4.5.2 овог Приручника, а за потребе описа рада компресора неопходно је проширити термодинамичке основе, разматрајући промене величина стања: притиска  $p$  (Pa), температуре  $T$  (K) и густине  $\rho$  ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ), односно специфичне запремине

$$v = 1/\rho \quad (12.4)$$

Најважније специфичне енергетске величине стања су специфична унутрашња енергија  $u$  (J/kg), специфична енталпија  $h$  (J/kg) и специфична ентропија  $s$  (J/(kg·K)), где се специфична енталпија уводи изразом

$$h = u + pv \quad (12.5)$$

Први закон термодинамике у диференцијалном облику гласи

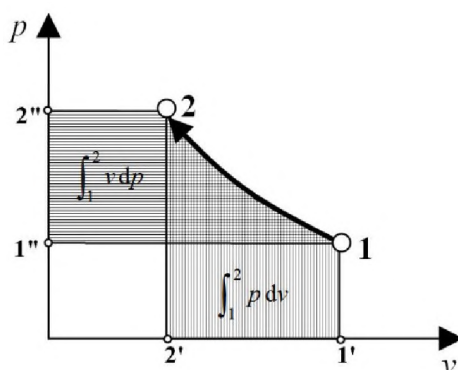
$$\delta q = du + p dv, \quad (12.6)$$

где је  $q$  (J/kg) специфична доведена количина топлоте.

Диференцирањем релације (12.5) и уврштавањем у (12.6), добија се

$$\delta q = dh - v dp \quad (12.7)$$

Интеграл  $\int_1^2 v dp$  означава технички рад сабијања (компресије) или рад компресије (површина 1''-1-2-2''), док  $\int_1^2 p dv$  представља спољашњи рад компресије (површина 1-2-2'-1'), што се приказује у  $p-v$  дијаграму (сл. 12.6.).



Слика 12.6 Компресија од стања 1 до стања 2 у  $p-v$  дијаграму

На слици 12.6 могу се уочити и површине  $p_1v_1$  и  $p_2v_2$ , које редом представљају рад усисавања и рад истискивања.

Према Мајеровој (Julius Robert von Mayer, 1814-1878.) релацији специфични топлотни капацитет при константној запремини ( $c_v$ , (J/(kg·K))) и константном притиску ( $c_p$ , (J/(kg·K))) повезани су једначином

$$c_p = c_v + R, \quad (12.8)$$

где је  $R$  универзална гасна константа и за суви ваздух износи 286,9 J/(kg·K), а  $c_p = 1004,5$  J/(kg·K).

На основу другог закона термодинамике и једначина (12.6) и (12.7) специфична ентропија се изражава релацијом

$$ds = \frac{\delta q}{T} = \frac{du + p dv}{T} = \frac{dh - v dp}{T} \quad (12.9)$$

Увођењем специфичног рада компресије у диференцијалном облику (сл. 12.6)

$$\delta y = v dp, \quad (12.10)$$

и коришћењем једначине (12.9) добија се

$$\delta y = dh - T ds \quad (12.11)$$

Из једначине (12.9) може се израчунати количина топлоте и приказати у  $T-s$  дијаграму како следи

$$q = \int_1^2 T ds \quad (12.12)$$

Овде се разматра модел идеалног гаса за који важи Клапејронова једначина стања у уобичајеним ознакама

$$pv = \frac{P}{\rho} = RT \quad (12.13)$$

Из релација за специфичне топлотне капацитете при константној запремини и константном притику, редом следи

$$u_2 - u_1 = \int_1^2 c_v dT, \quad h_2 - h_1 = \int_1^2 c_p dT \quad (12.14)$$

У једном ограниченом временском интервалу, може се рачунати са осредњеним специфичним топлотним капацитетима тако да се на основу једначина (12.14), добија

$$u_2 - u_1 = \bar{c}_v (T_2 - T_1), \quad h_2 - h_1 = \bar{c}_p (T_2 - T_1) \quad (12.15)$$

Сада се уз помоћ једначине (12.9) и једначине стања идеалног гаса (12.13) одређује диференцијални израз за ентропију како следи

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} = c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v} \quad (12.16)$$

Из претходне једначине се за случај изентропске промене ( $ds = 0$ ) добија важна зависност између два специфична топлотна капацитета

$$\frac{v}{p} \left( \frac{\delta p}{\delta v} \right)_s = -\frac{c_p}{c_v} = -\kappa \quad \rightarrow \quad \kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (12.17)$$

Количник специфичног топлотног капацитета при константном притику и константној запремини ( $\kappa$ ) за све двоатомне гасове износи  $\kappa = 1,4$  [12.6]. Израз за специфични топлотни капацитет ( $c$  (J/(kg·K))) следи из дефиниције  $\delta q = c dT$ , једначина (12.6), (12.7), (12.15) и релације

$$c = c_v + p \frac{dv}{dT} = c_p - v \frac{dp}{dT}, \quad (12.18)$$

где релације

$$c_p = \frac{\kappa R}{\kappa - 1} \quad \text{и} \quad c_v = \frac{R}{\kappa - 1} \quad (12.19)$$

задовољавају Мајерову релацију (12.8).

Процес компресије од тачке 1 до 2 је непознат, али најбоље се апроксимира политропом

$$pv^n = \text{const.}, \quad (12.20)$$

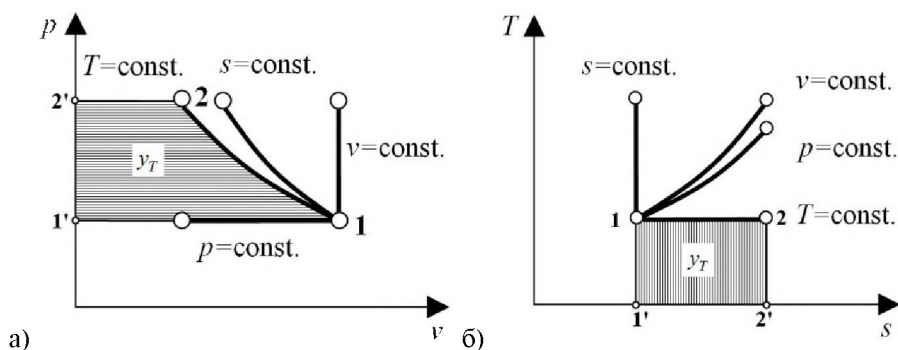
где је  $n$  експонент политропе (сл. 12.6). На основу ове законитости и једначине (12.10) може се одредити специфични рад сабијања компресора за разне случајеве који су приказани у табели 12.1.

Табела 12.1 Важније термодинамичке релације за идеални гас

Законитост	Количници величина	$n$	$\Delta s$	$y = \int_1^2 v dp$
Изохора	$p_2/p_1 = T_2/T_1$	$\pm\infty$	$c_v \ln T_2/T_1$	$v(p_2 - p_1) = R(T_2 - T_1)$
Изобара	$v_2/v_1 = T_2/T_1$	0	$c_p \ln T_2/T_1$	0
Изотерма	$p_2/p_1 = v_1/v_2$ $= \rho_2/\rho_1$	1	$-R \ln \frac{p_2}{p_1}$	$RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = T_1(s_2 - s_1)$
Изентропа	$p_2/p_1 = (v_1/v_2)^\kappa$ $= (T_2/T_1)^{\kappa/(\kappa-1)}$ , $\rho_2/\rho_1 = (p_2/p_1)^{1/\kappa}$ $= (T_2/T_1)^{1/(\kappa-1)}$	$\kappa$	0	$h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1)$ $= \frac{\kappa}{\kappa-1} p_1 v_1 [(p_2/p_1)^{\kappa-1/\kappa} - 1]$ $= \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1 [(p_2/p_1)^{\kappa-1/\kappa} - 1]$
Политропа	$p_2/p_1 = (v_1/v_2)^n$ $= (T_2/T_1)^{n/(n-1)}$ , $\rho_2/\rho_1 = (p_2/p_1)^{1/n}$ $= (T_2/T_1)^{1/(n-1)}$	$n$	$c_v(\kappa - n) \ln v_2/v_1$	$\frac{n}{n-1} R(T_2 - T_1)$ $= \frac{n}{n-1} p_1 v_1 [(p_2/p_1)^{n-1/n} - 1]$ $= \frac{n}{n-1} RT_1 [(p_2/p_1)^{n-1/n} - 1]$

Напомена: За идеалне гасове је  $n = \frac{\log(p_2/p_1)}{\log(p_2 T_1 / p_1 T_2)}$ .

На сл. 12.7 приказани су разни закони компресије идеалног гаса од стања 1 до стања 2 у дијаграмима  $p-v$  и  $T-s$ . На оба дијаграма представљен је изотермски специфични рад компресије ( $y_T$ ).



Слика 12.7 Специјални случајеви политропске промене у а)  $p-v$  и б)  $T-s$  дијаграмима

У анализи рада компресора разматрају се и реални гасови, мешавина гасова, као и влажан гас. Једначина стања реалног гаса гласи

$$pv = ZRT, \quad (12.21)$$

где фактор за реални гас  $Z(p, T)$  зависи од притиска и температуре и за велики број супстанци експериментално је одређен. У материјалу [12.3] дати су једначина стања реалног гаса и коефицијенти политропа за разне законе промене стања (изохору, избару, изотерму, изентропу и изоенталпију). Значајна анализа приказана је и у [12.4].

Мешавина идеалних гасова може се посматрати као термодинамички хомогена супстанца када се уведе гасна константа мешавине

$$R_G = \frac{R_{mol}}{M_G}, \quad (12.22)$$

где се  $M_G$  - моларна маса мешавине израчунава на основу запреминског удела сваке гасне компоненте

$$M_G = \sum_{i=1}^n r_i M_i. \quad (12.23)$$

Између запреминског  $r_i$  и масеног удела  $g_i$  једне гасне компоненте важи релација

$$r_i = g_i \frac{M_G}{M_i} = g_i \frac{R_i}{R_G}. \quad (12.24)$$

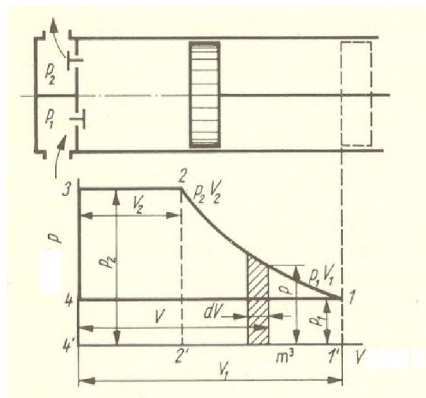
Специфични топлотни капацитети мешавине идеалних гасова могу се одредити уз помоћ израза

$$c_{pG} = \sum_{i=1}^n g_i c_{pi} \quad \text{и} \quad c_{vG} = \sum_{i=1}^n g_i c_{vi}. \quad (12.25)$$

У анализу се уводи и фактор сличности компоненти. У оквиру [12.3] разматрају се како мешавине реалних гасова, тако и влажни гасови.

Теоријски индикаторски дијаграм рада једноступеног клипног компресора приказан је на слици 12.8.

За идеализовани и реални процес разматра се индикаторски дијаграм у коме се могу сагледати и анализирати све четири фазе рада.



Слика 12.8 Теоријски индикаторски дијаграм рада једноступеног клипног компресора [12.3]

### 12.3 ОСНОВИ МЕХАНИКЕ ФЛУИДА И ТУРБОКОМПРЕСОРА

Начин рада турбокомпресора заснива се и на науци о струјању, па се овде износе кратке основе. Детаљна излагања су дата у нпр. [12.6, 12.7].

Прво се разматра струјање невискозног флуида. Бројни проблеми струјања у турбомашинма могу се решити применом потенцијалног струјања [12.7].

Једначина континуитета за нестишљив флуид има облик

$$Q = cA, \quad (12.26)$$

где су:

- $Q$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ], запремински проток (напомена: према стандарду SRPS EN ISO 80000-4:2014 се означава са  $q_V$ , али се због индустријске праксе, посебно код пумпи, овде задржава ознака  $Q$ );
- $c$  – средња брзина у попречном пресеку (напомена: ознака за брзину према стандарду SRPS EN ISO 80000-3:2014 је  $v$ , али се овде због уведене специфичне запремине (12.4), као и због устаљене праксе у турбомашинама задржава  $c$ ) и  $A$  – површина попречног пресека.

Масени проток се израчунава како следи

$$\dot{m} = \rho cA, \quad (12.27)$$

где је  $\rho$  густина флуида. Напомиње се да је ознака за масених проток  $q_m$  према стандарду SRPS EN ISO 80000-4:2014, али се због устаљености у пракси овде задржава ознака  $\dot{m}$ .

Друга значајна једначина је Бернулијева једначина.

У случају струјања вискозног флуида разматра се проширена Бернулијева једначина, а њена примена за случај нестишљивог струјања дата је у поглављу 13.

Бездимензиони бројеви од значаја за струјање у турбокомпресорима и разматрање струјања у прототипу на основу моделских испитивања су:

- Рејнолдсов број ( $Re = cD/\nu$ );
- Фрудов број ( $Fr = c^2/gD$ ) и
- Махов број ( $M \equiv Ma = c/a$ ),

где су  $D$  карактеристична геометријска величина,  $\nu$  кинематичка вискозност флуида и  $a$  брзина звука.

Брзина звука израчунава се као

$$a = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} \quad (12.28)$$

Уврштавањем једначине стања идеалног гаса (12.13) и једначине (12.20) за  $n = \kappa$ , као и (12.4) у (12.28) добија се израз за брзину звука

$$a = \sqrt{\kappa RT} \quad (12.29)$$

Очигледно је да брзина звука за један одређени гас зависи само од температуре.

Из количника тоталне вредности густине (стање мировања)  $\rho_0$  и њене вредности у посматраном пресеку  $\rho$ , добија се за случај изентропског струјања [12.6]

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \quad (12.30)$$

Одавде следи да је за двоатомни гас са  $\kappa = 1,4$  и  $M = 0,2$ , однос ових густина  $\rho_0/\rho = 1,02$ . Дакле, у случају струјања са Маховим бројем мањим или једнаким 0,2, струјање се, са задовољавајуће малом грешком, може посматрати као нестишљиво. За  $M < 0,2$  грешка при израчунавању густине мања је од 2%.

Претходној једначини придружује се следећа једначина

$$\frac{p_0}{p} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (12.31)$$

Напомиње се да једначине (12.30) и (12.31) важе само у случају изентропског струјања [12.6]. Уврштавањем  $M = 1$  у једначине (12.30) и (12.31) добијају се жељени односи критичних и тоталних физичких величина

$$\frac{\rho_0}{\rho_k} = \left(\frac{\kappa + 1}{2}\right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \quad \text{и} \quad \frac{p_0}{p_k} = \left(\frac{\kappa + 1}{2}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (12.32)$$

Заменом  $\kappa = 1,4$  добијају се вредности:  $\rho_0/\rho_k = 1,577$  и  $p_0/p_k = 1,894$ . У критичном пресеку је критична брзина струјања једнака критичној брзини звука, односно  $c_k = a_k$ . Дељењем једначина (12.32) добија се

$$\frac{p_k}{\rho_k} = \frac{p_0}{\rho_0} \cdot \frac{2}{\kappa+1} = RT_0 \cdot \frac{2}{\kappa+1} \quad (12.33)$$

Узимајући у обзир да је на основу једначине стања идеалног гаса  $p_k/\rho_k = RT_k$  и да је на основу једначине (12.28)  $RT_k = a_k^2/\kappa$ , из једначине (12.33) следи критична брзина звука

$$a_k = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_0} \quad (12.34)$$

Одавде се одређује критични Махов број

$$M_k = \frac{c}{a_k} \quad (12.35)$$

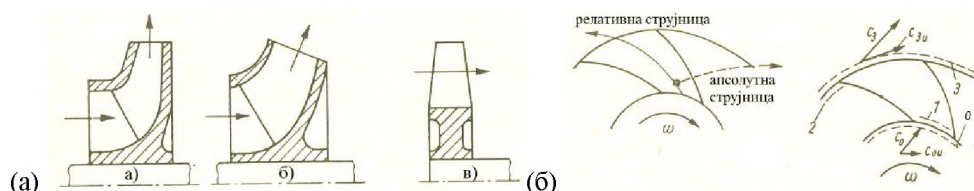
Изведене релације имају своју техничку примену. Замислимо истицање гаса кроз конвергентни млазник из великог резервоара са гасом у коме владају тотални притисак и температура  $(p_0, T_0)$ . До "загушења" млазника долази када брзина струјања гаса у излазном пресеку млазника достигне брзину звука. Тада је притисак у излазном пресеку  $p_k$  и важи изведена релација за изентропско струјање гаса  $p_k/p_0 = 0,528$  [12.6].

Истраживање струјања у лавиринтским заптивачима код турбокомпресора или у арматурама такође подразумева познавање критичне брзине и појаве загушења, односно немогућности даљег повећања масеног протока.

Због феномена који се јављају при стишљивом струјању у турбокомпресорима, посматра се тело које има облик конуса и мирује, а опструјава се стишљивим флуидом надзвучним брзинама у правцу своје осе и разматра се појава налеглог и одвојеног косог ударног таласа. Код одвојеног косог ударног таласа јавља се зона дозвучног струјања у близини предње зауставне тачке. Оваква струјања имају губитке, долази до пораста ентропије и нису повратна. Код турбокомпресора се јављају релативне брзине на улазу  $w_1$ , као и апсолутне брзине на излазу  $c_3$  које су блиске брзини звука [12.3]. Приликом струјања стишљивог флуида може настати и прав ударни талас у цевима, који је ортогоналан на правац струјања.

Подела турбокомпресора на радијалне, дијагоналне и аксијалне идентична је оној код пумпи и вентилатора (сл. 12.9). Ојлерова једначина за турбомашине која је анализирана у поглављу 13.4 примењује се и код турбокомпресора. На исти начин се постављају контролне површи испред и иза кола и то 0-0 непосредно испред и 1-1 иза улазне ивице, као и 2-2 непосредно испред и 3-3 иза излазне ивице обртног кола (сл. 12.9).



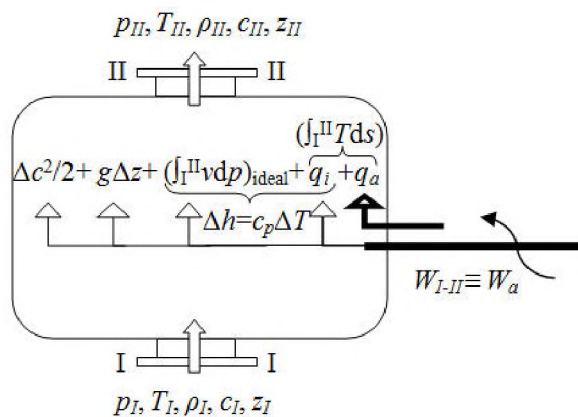


**Слика 12.9** (а) Подела турбокомпресора: а) радијални; б) дијагонални; и в) аксијални; (б) Приказ струјања у основној равни: 0, 1, 2 и 3 - контролне површи [12.3]  
 Иза обртног кола налазе се безлопатична или лопатична закола, као и спирале пројектоване по закону константног вихора, односно циркулације, као и код турбопумпи. Овде се неће поново наводити значајне турбомашине које су наведене у табели 13.1, као ни феномени струјања у турбомашинама који су изнети у поглављу 13. Овде се наглашавају извесне специфичности које се појављују услед струјања стишљивог флуида.

#### 12.4 ЕНЕРГЕТСКИ БИЛАНС И РАЗМЕНА ЕНЕРГИЈЕ

Поставимо границу система једног компресора (сл. 12.10). Пресек I-I је улаз у компресор, док је пресек II-II излаз. Величине стања, које се могу мерити, дате су за оба пресека и то  $p$  (притисак),  $T$  (температура),  $\rho$  (густина),  $c$  (средња брзина у попречном пресеку) и  $z$  (геодезијска висина у односу на референтну раван). У процесу размене енергије учествује масени проток  $\dot{m}$ .

Преко вратила се обртном колу од мотора доводи механички рад  $W_{I-II}$ . Систему може бити доведена или одведена извесна количина топлоте споља  $q_a$ .

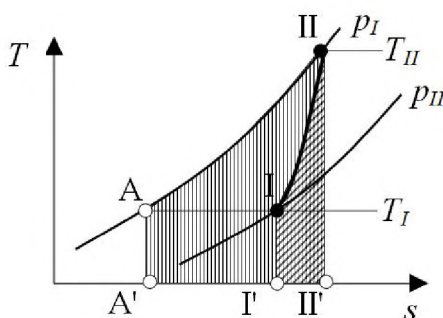


**Слика 12.10** Енергетски биланс [12.2, 12.8]

Спољашњи рад  $W_{I-II}$  користи се за промену кинетичке и положајне енергије, упоредни рад сила притиска и савладавање губитака унутар компресора, где је  $q_i$  генерисана количина топлоте услед рада сила трења. На основу тога следи релација

$$q_i + q_a = \int_I^{II} T ds = q \quad (12.36)$$

Споља доведена количина топлоте у билансирању нестаје, али утиче на процесе, па се може приказати у  $T-s$  дијаграму као што је то учињено на слици 12.11.



Слика 12.11  $T-s$  дијаграм

Не зна се тачно како изгледа процес I-II, али се апроксимира политропом. Позната су крајња стања. Површина ограничена тачкама A'-A-II-II'-A' (усправно шрафирана површина) представља  $W_{I-II} + q_a$ . Површина ограничена тачкама I'-I-II-II'-I' (косо шрафирана површина) представља релацију (12.36).

Преостала површина (A'-A-II-I'-A') представља рад сила притиска ( $\int_I^{II} v dp$ ) јер се у оваквом приказивању занемарују промена кинетичке и положајне енергије.

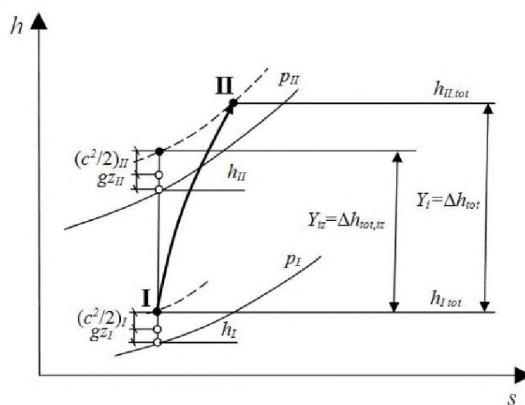
На основу закона одржања енергије, може се закључити да је, за стишљив флуид

$$W_{I-II} = \Delta \frac{c^2}{2} + g \Delta z + \left( \int_I^{II} v dp \right)_{ideal} + q_i = \Delta h_{tot} \quad (12.37)$$

Први члан у једначини (12.18) представља рад инерцијалних сила, други – рад гравитационе силе, а трећи – рад сила притиска. Дакле, доведени спољашњи рад представља промену тоталне енталпије. Пошто доведени спољашњи рад изазива промену унутрашњих величина, он се зове унутрашњи рад  $Y_i$ , па је  $W_{I-II} = Y_i$ .

Како у компресорима, због великих брзина, долази до већих одступања између тоталног и статичког притиска, иако није посебно наглашено, увек се ради са тоталним величинама (сл. 12.12).

Унутрашњи рад представља разлику тоталних енталпија за почетно и крајње стање, односно  $Y_i = \Delta h_{tot}$ . Тотални и статички степени сабијања нису једнаки и увек се ради са тоталним:  $\Pi = p_{II,tot}/p_{I,tot}$ .



Слика 12.12 Промене стања у  $h$ - $s$  дијаграму

## 12.5 ТЕРМОДИНАМИЧКА АНАЛИЗА ЕНЕРГЕТСКОГ БИЛАНСА У $T$ - $s$ ДИЈАГРАМУ

Из једначине (12.7) се добија зависност

$$dh = \delta q + v dp \quad (12.38)$$

која уз помоћ (12.9) постаје

$$dh = T ds + v dp \quad (12.39)$$

На основу једначина (12.36) и (12.10) претходна једначина добија следећи облик

$$dh = \delta q_i + \delta q_a + v dp = \delta q_i + \delta q_a + \delta y \quad (12.40)$$

Након интеграљења, једначина (12.40) даје релацију

$$h_2 - h_1 = q_i + q_a + \left( \int_1^2 v dp \right)_{ideal} = q_a + Y_a \quad (12.41)$$

Спољашњи реални, технички рад, у општем случају, када се не занемарује кинетичка и положајна енергија, дефинисан је изразом

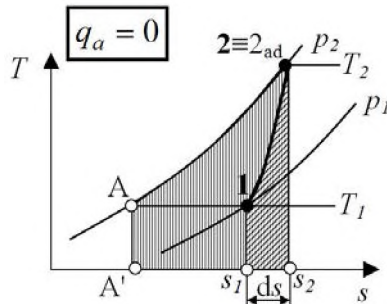
$$Y_a = y + q_i + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1). \quad (12.42)$$

### Пример 12.1 [12.8]

У наставку се даје пример реалног процеса који је приближно адијабатски ( $q_a = 0$ ).

У овом случају се, на основу једначине (12.36) и  $q_a = 0$ , добија  $q_i = \int_1^2 T ds$ . Процес 1-2 је приказан на слици 12.13. На основу једначине (12.41) следи

$$h_2 - h_1 = Y_a = y + q_i \tag{12.43}$$



Слика 12.13 Анализа случаја  $q_a = 0$  у  $T$ - $s$  дијаграму

На претходном дијаграму, површина  $A$ '- $A$ - $2$ - $s_2$  (усправна шрафура) представља промену енталпије  $\Delta h$ , дисипација  $q_i$  приказана је површином  $s_1$ - $1$ - $2$ - $s_2$  (коса шрафура) и остатак (површина  $A$ '- $A$ - $2$ - $1$ - $s_1$ ) представља идеализовани (повратни) јединични струјни рад  $y$ .

**Пример 12.2 [12.8]**

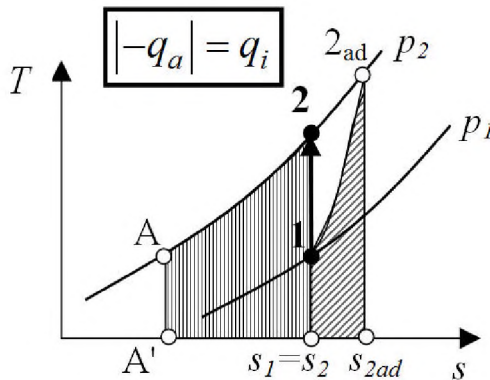
Пример процеса у реалном систему: колико се топлоте генерише услед трења, толико се одмах и охлади, тако да настаје права изентропска промена ( $ds = 0$ ). Дакле:

$$|-q_a| = q_i.$$

У овом случају се, на основу једначине (12.41), добија релација

$$h_2 - h_1 = y + \underbrace{q_i + q_a}_0 = y \tag{12.44}$$

Процес 1-2 приказан је на слици 12.14.



Слика 12.14 Анализа случаја  $|-q_a| = q_i$  у  $T$ - $s$  дијаграму

На претходном дијаграму, површина A'-A-2-s<sub>2</sub> (усправна шрафура) представља промену енталпије  $\Delta h$ , док су губици  $|-q_a| = q_i$  приказани истом површином s<sub>1</sub>-1-2<sub>ad</sub>-s<sub>2ad</sub> (коса шрафура). Дакле, на основу једначине (12.44), идеализовани јединични струјни рад  $y$  у овом случају једнак је промени енталпије.

Због ограниченог обима излагања случајеви  $|-q_a| < q_i$  и  $|-q_a| > q_i$  овде се неће обрађивати, али се оставља читаоцу да поразмисли и сам дође до решења.

## 12.6 СНАГЕ И СТЕПЕНИ КОРИСНОСТИ ТУРБОКОМПРЕСОРА

### 12.6.1 Снаге и степени корисности једноступеног турбокомпресора

Снаге и степени корисности слични су онима код пумпи (поглавље 13.5), али постоје извесне разлике (таб. 12.2). У табели 12.2 наводе се само оне величине које нису исте као у табели 13.3 и које се односе само на једноступени компресор.

Према међународном стандарду ISO 5389:2005 (Turbocompressors - Performance test code) дефинишу се упоредни степени корисности, снаге и губици, па тако и упоредни тотални степен корисности и то политропски, изентропски и изотермски. У оквиру овог стандарда другачије се дефинишу губици снаге и то губици услед преноса топлоте преко површине компресорског кућишта на околну атмосферу и губици услед процуривања.

Тако се дефинишу губици услед преноса топлоте са кућишта на следећи начин

$$Q_\alpha = \alpha A_{cs} (t_{M,cs} - t_a), \quad (12.45)$$

где је  $\alpha$  коефицијент прелаза топлоте који је за уобичајен случај  $\alpha = 14 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ,

$t_{M,cs}$  средња температура кућишта и  $t_a$  температура околине.

Губици снаге при процуривању израчунавају се према обрасцу

$$P_L = \sum \dot{m}_L \cdot \Delta h_{tot,L}, \quad (12.46)$$

где је  $\dot{m}_L$  масени проток и  $\Delta h_{tot,L}$  разлика тоталних енталпија.

На основу ова два губитка, формира се унутрашња снага компресора.

### 12.6.2 Степен корисности вишеступеног турбокомпресора

#### Степен корисности вишеступеног нехлађеног турбокомпресора [12.2, 12.8]

Прво се разматра нехлађени троступени компресор (сл. 12.15).

Изентропски степен корисности целог вишеступеног компресора дефинише се изразом

$$\eta_{izen} = \frac{Y_{izen}}{Y_i}, \quad (12.47)$$

у коме је  $Y_i = Y_{i1} + Y_{i2} + Y_{i3}$ , док  $Y_{izen} = Y_{izen,1} + Y_{izen,2} + Y_{izen,3}$ , већ је  $Y_{izen} = Y_{izen,1-4}$

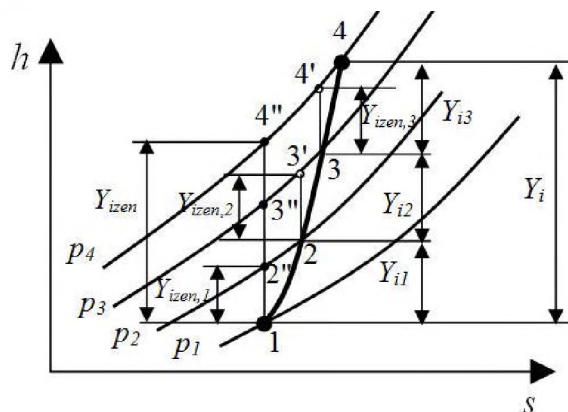
Табела 12.2 Снаге и степени корисности центрифугалног компресора [12.2, 12.8]

Величина	Израз	Напомена
изентропска снага	$P_{izen} = \dot{m} \cdot Y_{izen}$	Из таб. 12.1: $Y_{izen} = \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1 [\Pi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1]$ $\Pi = p_2 / p_1$ - степен сабијања
(брото) снага кола	$P_{izen,k} = \dot{m}_k \cdot Y_{izen}$	$\dot{m}_k$ масени проток кроз коло
унутрашња снага	$P_i = \dot{m}_k Y_i$	$Y_i$ унутрашњи рад компресора. Уопште је: $Y_i = c_p (T_2 - T_1) = \frac{\kappa R}{\kappa-1} T_1 (T_2/T_1 - 1)$ $= \frac{\kappa R}{\kappa-1} T_1 [(p_2/p_1)^{(n-1)/n} - 1]$ $= \frac{\kappa R}{\kappa-1} T_1 [\Pi^{(n-1)/n} - 1]$
механичка снага	$P_m$	део снаге који се троши на трење у лежиштима и заптивачима
снага компресора	$P = P_i + P_m$	
изентропски степен корисности	$\eta_{izen} = Y_{izen} / Y_i = P_{izen,k} / P_i$	$\eta_{izen} = \frac{\Pi^{\frac{\kappa-1}{n-1}} - 1}{\Pi^{\frac{\kappa-1}{n}} - 1} = \frac{\Pi^{\frac{\kappa-1}{n-1}} - 1}{\Pi^{\kappa \eta_{pol}} - 1}$
политропски степен корисности	$\eta_{pol} = Y_{pol} / Y_i = \frac{n}{n-1} \frac{\kappa-1}{\kappa}$ (Не зависи од $\Pi$ !)	Из таб. 12.1.: $Y_{pol} = \frac{n}{n-1} RT_1 [\Pi^{(n-1)/n} - 1]$
изотермски степен корисности	$\eta_{izo} = Y_{izo} / Y_i$	Из таб. 12.1 је $Y_{izo} = RT_1 \ln \Pi$ $\eta_{izo} = \frac{\ln \Pi}{\frac{\kappa-1}{\kappa} (\Pi^{\kappa \eta_{pol}} - 1)}$

Степен корисности појединачног ступња је

$$\eta_{izen,st} = \frac{Y_{izen,st}}{Y_{i,st}}, \quad (12.48)$$

где је  $Y_{izen,st}$  – изентропски рад ступња и  $Y_{st}$  – рад ступња.



Слика 12.15 Компресија у тростепеном нехлађеном турбокомпресору

Види се да  $\eta_{izen,st} \neq \text{const.}$  и да се мења по ступњевима. Како је  $\sum Y_{izen,st} > Y_{izen}$  (изобаре се "шире" са повећањем ентропије) и изентропски степен корисности једног ступња већи је од изентропског степена корисности целог компресора. То би уједно важило и уколико би се израчунао средњи степен корисности ступњева.

Из табеле 12.1 следи израз за изентропски напор једног ступња компресора

$$Y_{izen,st} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_{1,st} \left( \Pi_{j,st}^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right) \quad (12.49)$$

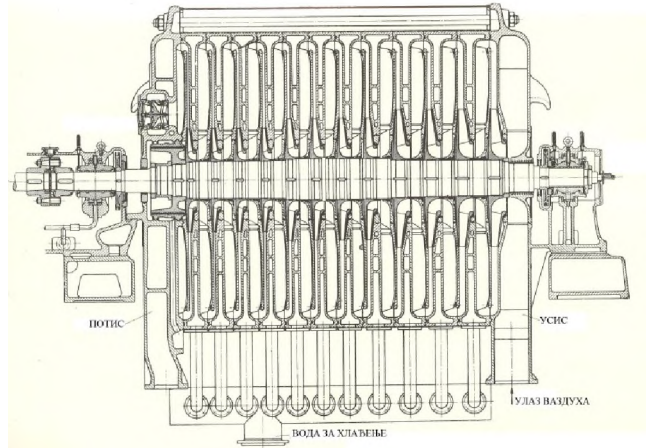
Изентропски степен корисности целог компресора износи

$$\eta_{izen} = \frac{\frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_1 \left( \Pi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right)}{\frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_1 \left[ \frac{Z_1}{\eta_{izen,1}} + \frac{Z_2}{\eta_{izen,2}} \left( \frac{Z_1}{\eta_{izen,1}} + 1 \right) + \frac{Z_3}{\eta_{izen,3}} \left( \frac{Z_1}{\eta_{izen,1}} + 1 \right) \left( \frac{Z_2}{\eta_{izen,2}} + 1 \right) + \dots \right]}, \quad (12.50)$$

где је  $Z_j = \Pi_j^{\kappa-1} - 1$ . Обично је степен сабијања свих ступњева исти, али је због општости усвојено да је он различит.

### Степен корисности вишестепеног хлађеног турбокомпресора [12.2, 12.8]

На слици 12.16 приказан је вишестепени турбокомпресор са унутрашњим хлађењем водом. Компресија у тростепеном хлађеном компресору графички је представљена на слици 12.17.



Слика 12.16 Вишестепени турбокомпресор са унутрашњим хлађењем [12.9]

Увођењем хлађених компресора постављају се два питања: колики је изотермски степен корисности и колика је уштеда у доведеном раду.

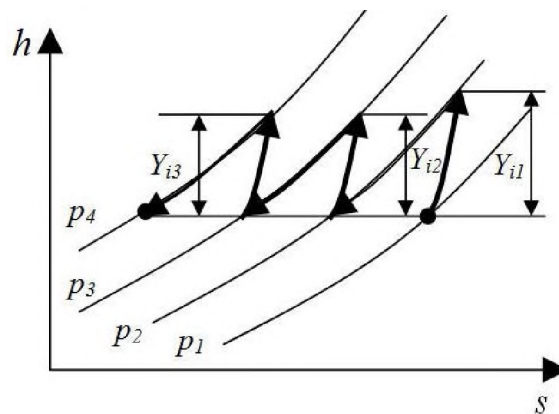
Изотермски степен корисности одређен је изразом

$$\eta_{izot} = \frac{Y_{izot}}{\sum_j Y_{ij}} \quad (12.51)$$

при чему је  $Y_{izot}$  изотермски рад. Ово, међутим, не одговара реалном процесу.

Из табеле 12.1 следи израз за политропски рад

$$Y_{pol} = \frac{n}{n-1} RT_1 \left( \Pi_1^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (12.52)$$



Слика 12.17 Компресија у тростепеном хлађеном компресору



Уводи се претпоставка да је  $T_j = T_1$ , односно да се радни флуид увек хлади до исте температуре (сл. 12.17), као и да је степен сабијања исти на свим ступњевима компресора, што значи да је у случају тростепеног компресора  $\Pi_1 = \Pi_2 = \Pi_3 = \Pi_{st} = \sqrt[z]{\Pi}$ , где је  $\Pi$  степен сабијања целог компресора и  $z = 3$  је број ступњева у разматраном случају. Сматра се да су експонент политропе  $n$ , као и  $\kappa$  константни током процеса сабијања, што доводи до закључка да је  $\eta_{pol} = \text{const.}$ , па је у сваком ступњу и  $Y_{pol}$  исти. Дакле, збир свих политропских радова је одређен изразом

$$\sum Y_{pol} = Z \frac{n}{n-1} RT_1 \left( \Pi_{st}^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), \quad (12.53)$$

где је  $Z$  број међухлађења. Тако се добија укупни рад компресора како следи

$$Y_i = \sum_j Y_{i,j} = \frac{\sum Y_{pol}}{\eta_{pol}} = \frac{Z}{\eta_{pol}} \frac{n}{n-1} RT_1 \left( \Pi_{st}^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (12.54)$$

На основу претходног, укупни изотермски степен корисности хлађеног турбокомпресора дефинише се релацијом

$$\eta_{izot} = \frac{\eta_{pol} RT_1 \ln \Pi}{Z \frac{n}{n-1} RT_1 \left( \Pi_{st}^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)}, \quad (12.55)$$

која се за политропски степен корисности (таб. 12.2)  $\eta_{pol} = \frac{n}{n-1} \frac{\kappa-1}{\kappa}$ , своди на облик

$$\eta_{izot} = \frac{\ln \Pi}{Z \frac{\kappa}{\kappa-1} \left( \Pi_{st}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}, \quad (12.56)$$

који са  $\Pi_{st} = \sqrt[z]{\Pi}$ , постаје

$$\eta_{izot} = \frac{\ln \Pi}{Z \frac{\kappa}{\kappa-1} \left( \Pi^{\frac{\kappa-1}{z\kappa}} - 1 \right)}. \quad (12.57)$$

Дакле, види се да изотермски степен корисности зависи од степена сабијања целог компресора, политропског степена корисности, броја ступњева и врсте гаса, односно  $\eta_{izot} = f(\Pi, \eta_{pol}, z, \kappa)$ .

### Процена уштеде хлађењем [12.2]

Уводи се следећа релација:

$$\frac{Y_{iHK} - Y_{iXK}}{Y_{iHK}}, \quad (12.58)$$

да би се дошло до процене уштеде хлађењем, где је  $Y_{iHK}$  рад нехлађеног компресора и  $Y_{iXK}$  рад хлађеног компресора. Трансформацијом једначине (12.58) она се своди на облик

$$\begin{aligned} \frac{Y_{iHK} - Y_{iXK}}{Y_{iHK}} &= 1 - \frac{Y_{iXK}}{Y_{iHK}} = 1 - \frac{\sum Y_i}{Y_{iHK}} = 1 - \frac{\sum Y_{pol, XK}}{Y_{pol, HK}} \frac{\eta_{pol}}{\eta_{pol}} = 1 - \frac{\sum Y_{pol, XK}}{Y_{pol, HK}} = \\ &= 1 - \frac{Z \frac{n}{n-1} RT_1 \left( \frac{\Pi_{st}^{n-1}}{\Pi^{n-1}} - 1 \right)}{\frac{n}{n-1} RT_1 \left( \frac{\Pi^{n-1}}{\Pi^{n-1}} - 1 \right)} = 1 - \frac{Z \left( \frac{1 - \kappa^{-1}}{\Pi^{\eta_{pol} \kappa} - 1} \right)}{\left( \frac{1 - \kappa^{-1}}{\Pi^{\eta_{pol} \kappa} - 1} \right)}. \end{aligned} \quad (12.59)$$

Може се закључити да се већа уштеда хлађењем добија ако се степен сабијања повећава при истом броју међухлађења.

### 12.7 РЕГУЛИСАЊЕ РАДА КОМПРЕСОРА

Начин регулисања рада компресора зависи од типа компресора, погонске групе, разводног система и захтеваног интервала притиска. Регулација може бити прекидна двојна (са и без оптерећења, искључивањем) и континуална (промена брзине обртања, вентилима).

Регулација рада са и без оптерећења често се користи. Компресор наставља да ради истом брзином обртања и после постизања жељеног притиска у инсталацији, али без оптерећења јер је затворен потисни вентил према инсталацији. У овом режиму се компресор може искључити. Приликом рада без оптерећења, снага је смањена за 15–30% у односу на пуно оптерећење. Овај начин регулисања је економски оправдан када захтев за компримованим ваздухом прелази 80% капацитета компресора и користи се за запреминске компресоре [12.12].

Системи континуалне регулације (промена брзине обртања, контрола протока и примена опточног вода) омогућавају тренутну и прецизну регулацију. Регулација по протоку се користи само код турбокомпресора.

Системи промене брзине обртања стално контролишу његову брзину како би излазни притисак одржали у уским границама, без потребе да се нова радна тачка постиже регулацијом вентилима која је неекономична што је представљено у поглављу 13.9.4. Ово је енергетски најјефикаснији начин регулације. Њиме се могу постићи протоци који су свега 15% од номиналних у случају вијчаних компресора, односно до 60% у случају турбокомпресора [12.12]. Уштеде енергије су у границама 10–15% када компресор, у просеку, ради са 40–75% од максималног капацитета [12.12]. Овај начин регулисања омогућава лагано упуштање у рад, тзв. "softstart" и прецизну регулацију притиска, па самим тим и протока, што омогућује и смањење резервоара са компримованим ваздухом. Овако се може подешавати и оптималан рад компресора. Флексибилне инсталације са више компресора (касакадни системи) су аутоматски управљане према жељеним алгоритмима рада. Системи за регулацију брзине обртања се, у овом случају, доста користе. Базно оптерећење се покрива компресорима који раде само на режимима укључи/искључи, док се преостали захтеви испуњавају помоћу компресора коме се регулише брзина обртања. Регулисање опточним водом није економично, али је корисно уколико је потребно прецизно подесити жељени проток у инсталацији.

## **12.8 ОСНОВНИ ЕЛЕМЕНТИ СИСТЕМА ЗА ДИСТРИБУЦИЈУ И СНАБДЕВАЊЕ КОМПРИМОВАНИМ ВАЗДУХОМ**

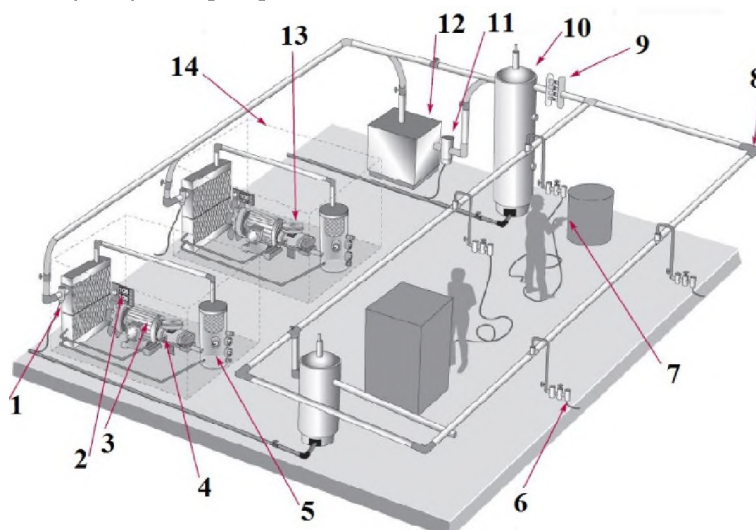
Савремени индустријски системи компримованог ваздуха састоје се од неколико главних система и више подсистема. Главни систем садржи компресор, напајање, контроле, опрему за припрему, додатну опрему и систем развода. Резервоар са ваздухом под притиском може да послужи за побољшање карактеристика постројења и повећање његове енергетске ефикасности. На слици 12.18 приказан је индустријски систем за компримован ваздух као и његове компоненте.

Систем садржи следеће компоненте: 1 – хладњак и хладњак за средство за подмазивање; 2 – контролни панел; 3 – мотор; 4 – потис компресора; 5 – сепаратор уља; 6 – филтер, регулатор и подмазивање; 7 – пнеуматски алат; 8 – разводни систем; 9 – мерач протока компримованог ваздуха; 10 – резервоар за ваздух под притиском; 11 – филтер за ваздух; 12 – сушач; 13 – филтер за ваздух на усису компресора и 14 – радни простор компресора.

Опрема компресорских постројења, према [12.11], обухвата следеће:

- компресоре;
- припремне групе за ваздух (уклањање влаге, кондензација повишењем притиска или расхлађивањем, дифузно, абсорпционо или адсорпционо сушење и друго);
- филтере;
- опрему за одстрањивање кондензата;

- пнеуматски систем (резервоар компримованог ваздуха и кружни развод компримованог ваздуха) и
- машинску салу компресорске станице.

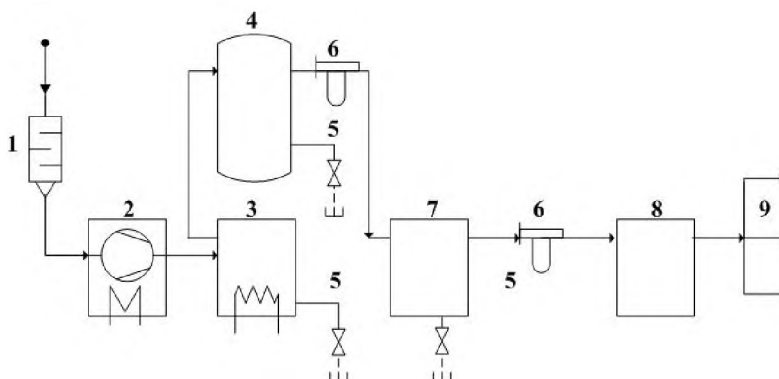


Слика 12.18 Систем за компримовани ваздух [12.10]

На слици 12.19 приказана је шема компресорске инсталације са ваздухом: 1 – усисни филтер; 2 – водом хлађени компресор; 3 – хладњак за накнадно хлађење; 4 – резервоар компримованог ваздуха; 5 – дренажа (одвајач кондензата); 6 – филтер; 7 – фрижидерски сушач; 8 – адсорпциони сушач и 9 – крајњи потрошачи. Ваздух који се усисава би требало да се узима са чистог, хладног и сувог места изван објекта компресорске подстанице. Према [12.12], смањење температуре улазног ваздуха од 6°C резултира повећањем ефикасности компресора од 2%. Филтери и пречистачи ваздуха морају да задовоље високе стандарде квалитета. Филтери који уклањају грубе честице, односно прашину величине 5–10  $\mu\text{m}$  морају увек да се уграђују. Такође, морају да се уграђују и филтери након компресора, посебно ако се компресори подмазују. Постоје површински и дубински филтери [12.12]. У системе се постављају и одвајивачи уљних и водених капљица које штетно делују на пнеуматске уређаје.

Усисани ваздух садржи водену пару која би требало да се уклони из система. Према [12.12], приликом рада компресора снаге 30 kW који усисава 300  $\text{m}^3/\text{h}$  ваздуха температуре 20 °C и релативне влажности 60%, издваја се око 25 l воде за 8 h рада. Хладњак за накнадно хлађење (сл. 12.19, поз. 3) служи за издвајање кондензата. Поред нечистоћа, издваја се и уљна магла која у смеси са ваздухом може бити експлозивна [12.13]. Резервоар са ваздухом (поз. 4) под притиском ублажава осцилације у потрошњи компримованог ваздуха и помаже у издвајању нечистоћа (воде, уља, чврстих честица). Постављају се у близини компресора или уређаја са

великом потрошњом. Фрижидерски сушач се уграђује уколико се хладњаком за накнадно хлађење не постиже жељена сувоћа ваздуха (поз. 7).



Слика 12.19 Шема компресорске инсталације са ваздухом

Испред адсорпционог сушача (поз. 8) поставља се филтер за издвајање уља. Средства за адсорпцију (силико-гел, активирани алуминијум, молекуларна сита) издвајају влагу из ваздуха на принципу капиларности. Сушење је повољније при већим притисцима ваздуха, док би због адсорбера требало водити рачуна да улазна температура ваздуха није велика [12.13].

Систем развода компримованог ваздуха пројектује се за максималне брзине струјања до 6 m/s и пад притиска од 0,1 до 0,2 bar (напомена: 1 bar = 0,1 МПа) при пуном захтеву и то са могућношћу дуплирања потрошње [12.12]. Већи део пнеуметских алата ради на натпритиску до 6 bar тако да је обично излазни натпритисак из компресора 7 bar због губитака при транспорту. Уколико је потребно остварити више притиске на некој машини, препоручљиво је уградити локални агрегат (бустер) [12.12].

За систем развода ваздуха под притиском је, поред правилног постављања, битна и његова заптивеност, што би требало редовно контролисати (2-4 пута годишње) [12.13]. Одлични системи имају цурења испод 5%, а добри око 10%. Према [12.12], најчешће су присутни системи са губицима на процуривање од око 30%. Према извору [12.13], ако су губици већи од 10% произведеног компримованог ваздуха, морају се пронаћи места пропуштања. Извори цурења су, најчешће, на вијчаним спојевима, варовима, прикључним местима, вентилима, као и самим машинама које користе компримовани ваздух. Процена губитака услед цурења на инсталацији за непрекидан рад компресора током 365 дана у години, односно 8760 часова и за прорачунску цену од 0,06 EUR/kWh дата је у табели 12.3.

**Табела 12.3** Губици због цурења компримованог ваздуха на инсталацији [12.12]

Пречник отвора [mm]	Истицање ваздуха на 7 barg [m <sup>3</sup> /h]	Губитак снаге [kW]	Губици на годишњем нивоу [EUR]
0,1	0,04	0,004	2,1
1	4,3	0,43	226
3	42	4,2	2210
5	120	12	6310
10	433	43,3	22760

Јединица за притисак [barg], наведена у претходној табели, означава "gauge pressure", односно натпритисак. У табели 12.4 наведени су губици услед пропуштања компримованог ваздуха у зависности од величине места пропуштања за радни притисак од 6 bar.

**Табела 12.4** Губици због цурења компримованог ваздуха на инсталацији [12.13]

Пречник отвора [mm]	Истицање ваздуха на 6 bar [m <sup>3</sup> /h]	Утрошак енергије [kWh]
1	2,4	0,2
3	36	2
5	97,8	8

На основу резултата из претходне две табеле, приметно је да губици значајно опадају са смањењем радног притиска.

Како је очигледно да се значајне уштеде могу остварити правилним коришћењем компримованог ваздуха (табеле 12.3 и 12.4), требало би обратити пажњу на нове генерације млазница. У индустрији се често срећу предимензионисани пиштољи за компримовани ваздух (сл. 12.20). Димензије излазног отвора су предимензионисане и износе 8 mm.

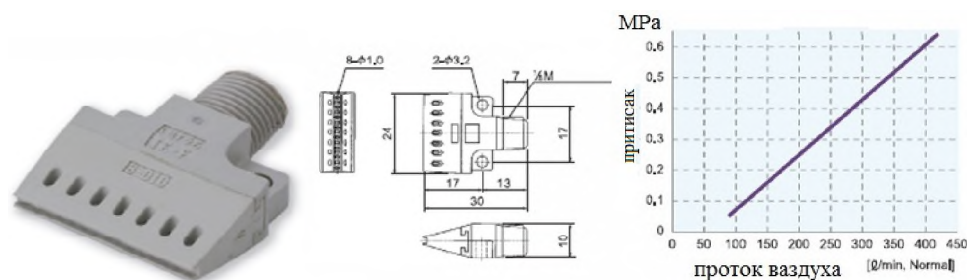
Овакве пиштоље потребно је заменити ефикаснијим. Савремени модели имају излазни пречник од нпр. 1mm и могу да остваре протоке у распону од нпр. 50 l/min до 335 l/min при притиску од 0,5 МПа у зависности од регулационог вентила пиштоља.

На сл. 12.21 приказана је млазница са њеним геометријским и радним карактеристикама.

Постоје млазнице различитих конструкција у циљу остваривања униформности млаза, ниског нивоа буке и значајних струјних ефеката.



Слика 12.20 Ваздушни пиштољ за компримовани ваздух



Слика 12.21 Енергетски ефикасне млазнице за уградњу на постројењима са компримованим ваздухом



Слика 12.22 Ејекторске млазнице

Постоје: равне млазнице, млазнице за ваздушне завесе, са више отвора, са равним отвором, ејекторског типа, подесиве, ваздушни пиштољи. Могу бити од различитих материјала и могу да (поред компримованог ваздуха) раде и помоћу паре.

На слици 12.22 су приказане ејекторске млазнице. Учинковитост ових млазница мери се индукованим ваздухом, дакле количином секундарног ваздуха који се повуче овом "струјном" пумпом.

## 12.9 МЕРЕ ЗА УШТЕДУ ЕНЕРГИЈЕ

Постројења са компримованим ваздухом су бројна, али поред свих користи које доносе, значајни су потрошачи, тако да би системе требало пажљиво бирати. Аутори у [12.14] наводе да годишњи трошкови рада компресора, сушача и друге опреме оптерећују са великим уделом 70–90% трошкове електричне енергије корисника. Компримовани ваздух заузима удео од 10% од укупне потрошње петнаест земаља чланица Европске уније и исто толико у САД, док је 9,4% у Кини, итд. Према LCC (life cycle cost) анализи, слика 12.20 веома велики удео има потрошња електричне енергије у системима са компримованим ваздухом.



Слика 12.23 LCC анализа употребе компримованог ваздуха [12.14]

Ово је далеко већа процентуална потрошња него у случају пумпних система. Аутори наводе да се, према другим изворима, побољшањем система компримованог ваздуха, могу постићи уштеде од 20-50%. Даље се наводи да су два најважнија фактора која утичу на трошкове компримованог ваздуха начин регулације као и правилан избор компресора. Велике уштеде могу се остварити прилично једноставним мерама и захватима на инсталацији:

- чишћењем и заменом филтера;
- одржавањем сепаратора уља;
- подмазивањем;
- провером каишника уколико постоје (дешава се да су олабављени и спадају),
- анализом вибрација на компресору;
- смањивањем цурења на инсталацији и посебно на спојевима и старим цревима;
- смањењем притиска у инсталацији на најмању могућу меру, односно колико то процеси производње дозвољавају;
- правилним избором компресора: употребом мањих компресора са већим оптерећењем уместо великих компресора са малим оптерећењем;
- регулацијом брзине обртања компресора;
- смањењем улазне температуре ваздуха у компресор (смањење од око 3°C резултира повећањем уштеде енергије од 1%);



- рекуперацијом топлоте;
- употребом високоефикасних мотора;
- употребом енергетски ефикасних млазница на инсталацији уместо црева, као и замена старих млазница. Према наводима у [12.12], енергетски ефикасне млазнице могу смањити потрошњу енергије од 30 до 60%;
- и друге мере.

У оквиру рада [12.14], дата је процена отплате свих наведених мера. Према литературном извору [12.12] могуће је остварити уштеде електричне енергије од 10 до 20% побољшањем менаџмента система, односно уз мале инвестиције.

Мере уштеде енергије у пнеуматским системима обухватају активности на компресорима, цевоводу и уређајима који користе ваздух под притиском. Ово подразумева оптималан избор ваздушних компресора, оптимизацију струјања ваздуха (смањење трошкова компримованог ваздуха, побољшање дистрибуције и оптимизацију припреме ваздуха) и смањење захтева за компримовани ваздух (смањење цурења и потрошње).

Мере које се спроведе на системима за компримовани ваздух, према ЈСА приручнику [12.15]:

#### 1) Активности на компресору:

Како би компресор стабилно радио у сваком тренутку, потребно је проверавати на дневном нивоу следеће:

- да ли има довољно воде за хлађење;
- да ли се компресор загрева више него што је то уобичајено;
- да ли је прекидач за искључивање компресора оперативан; такође, да ли је подешена одговарајућа вредност притиска;
- да ли је компресор неуобичајено бучан;
- да ли је ниво вибрација компресора уобичајен;
- да ли је количина уља за подмазивање нормална;
- да ли се користи нормално уље за подмазивање;
- да ли је филтер на усису компресора чист;
- да ли је сигурносни вентил исправан;
- да ли је подешена вредност на сигурносном вентилу тачна;
- да ли је показивање притиска на компресору уобичајено;
- да ли је мерило притиска исправно;
- да ли је исправна дренажа резервоара са ваздухом под притиском;
- да ли хладњак ради нормално.

#### 2) Контрола притиска

Како би се притисак успешно контролисао, потребно је знати следеће:

- који је минимални притисак који се захтева у инсталацији, а да постоји стабилна контрола;

- који је максимални притисак који се захтева у инсталацији, а да постоји стабилна контрола;
- колики је контролни притисак у инсталацији; притисак при ком ће контролна опрема бити оштећена.

Подесити контролни прекидач, сигурносни и растеретни вентил након претходних провера.

Такође, потребно је утврдити:

1. да ли су подешени параметри притиска на сигурносном и растеретном вентилу на резервоару под притиском и у инсталацији одговарајући; Да ли раде нормално;
2. да ли неповратни вентил ради нормално;
3. да ли регулатор ради нормално;
4. да ли натпритисак који се користи у инсталацији има уобичајену вредност;
5. да ли је индикација у функцији.

### 3) Контрола дренаже

Пражњење је потребно обавити једном дневно. Препорука је да се обави ујутро, пре почетка рада. Проверити следеће:

- обавити дренажу помоћу дренажних вентила инсталисаних на резервоару, најнижој тачки цевовода, на крају цевовода и на филтеру за ваздух.
- да ли је опрема за дренажу исправна и да ли ради нормално;
- редовно чистити унутрашње елементе на филтеру за ваздух и опреми за аутоматску дренажу.

### 4) Контрола цевовода

Како цурење ваздуха доводи до енергетских губитака и смањења притиска, потребно је предупредити цурења на инсталацији. Проверити следеће:

- да ли ваздух цури због непритегнутих спојева;
- да ли ваздух цури због оштећења цевовода или црева;
- да ли се регулациони вентил може сигурно затворити.

Дакле, најбоље је направити листу за проверу компресорског постројења пре пуштања у рад, како из безбедносних, тако и због уштеде енергије на самом постројењу. Битно је одржавати у исправном стању како компресор, саму инсталацију, тако и безбедносну и мерну опрему.

Код система компримованог ваздуха, према [12.16], требало би обратити пажњу на следеће:

- да ли постоји цурење ваздуха, посебно на спојницама, прикључцима црева, вентилима, сигурносним вентилима;
- да ли компресори раде и када није потребно;
- да ли компресори раде велики део времена, често се искључују/укључују;
- колика је температура ваздуха на улазу у компресоре; какав је положај довода ваздуха;

- да ли постоји неодговарајуће коришћење ваздуха (покретање течности, одувавање прашине итд.);
- да ли се јавља прекомерни притисак у систему;
- да ли се неки делови разводног ценовода не користе или нема изолације;
- да ли су вентили за дренаже остављени отворени;
- послушквати да ли постоји цурење, најбоље између смена или неком другом приликом када је мирно;
- да ли су мерни уређаји монтирани за укупну количину ваздуха, а корисници су појединачни;
- какво је стање филтера ваздуха;
- какав је погон компресора, да ли се користе високо ефикасни мотори и регулација брзине.

Може се закључити да ефикасно коришћење енергије у производним јединицама, које се односи на компримовани ваздух, подразумева следеће мере:

- смањење потисног притиска на потребни минимум;
- повећање степена претхлађења улазног ваздуха;
- чишћење/замена улазних и излазних филтера за ваздух;
- смањење цурења у дистрибутивној мрежи;
- разматрање могућности рекулперације топлоте за грејање просторија, процесе сушења итд.;
- изоловање неискоришћене мреже компримованог ваздуха;
- прочишћавање улазног ваздуха до минималног квалитета и инсталацију висококвалитетног третмана за специфичне примене.
- инсталација посебног компресора на местима где се потражња за ваздухом значајно разликује од осталих делова система;
- употреба дуваљки уместо компресора за радне операције на ниском притиску.

Предлаже се следећа листа за проверу побољшања енергетске ефикасности у системима индустријске енергетике – за дуваљке:

- користити профилисане уводнике;
- смањити ремећење флуидне струје на улазу и излазу из машине;
- чистити исправљаче флуидне струје и филтере регуларно;
- смањити брзину обртања;
- користити каишне преноснике са малим проклизавањем или пљоснате каишнике;
- редовно проверавати затегнутост каишних преносника;
- елиминисати изменљиве ременице – проверити прво да ли је то изводљиво;
- користити регулаторе брзине обртања за велике варијације оптерећења дуваљки;

- користити енергетски ефикасне моторе за континуални или приближно континуалан рад;
- елиминисати процуривања на цевоводу;
- искључити дувалке када нису потребне.

У случају компресора значајне су следеће активности:

- размотрити уградњу уређаја за регулацију брзине обртања на запреминским компресорима за различита оптерећења;
- уколико произвођач то дозвољава, користити синтетичка мазива;
- проверавати да ли је температура мазива висока или сувише ниска;
- мењати уљни филтер редовно;
- периодично прегледати компресорске хладњаке;
- користити отпадну топлоту са великих компресора за апсорпциони чилер или процес предгревања или за разне процесе у систему;
- успоставити програм за праћење степена корисности компресора – почети са енергетским прегледом и пратити параметре, па потом израдити програм за одржавање ефикасности компресора у склопу континуалног програма енергетског менаџмента.

За компримован ваздух битно је следеће:

- инсталисати систем за контролу рада већег броја компресора;
- проучавати рад компресора при делимичном оптерећењу како би се утврдио енергетски најефикаснији режим рада;
- избегавати предимензионисање.
- оптеретити модулационо контролисане компресоре који користе исту снагу при делимичном и пуном оптерећењу;
- искључити помоћни компресор када није потребан;
- смањити притисак компресора на потису на најмању могућу меру (узети у обзир да смањење притиска ваздуха од 1 bar-а доводи до уштеда снаге од 5 до 7%, као и смањења процуривања ваздуха до 10%).
- користити максимално разумну тачку росе сушача;
- искључити сушаче када су компресори искључени;
- умањити процуривања, велике падове притиска и акумулацију кондензата (узети у обзир да процуривање компримованог ваздуха из отвора пречника 1 mm на притиску од 7 bar доводи до губитака од око 0,25 kW);
- контролисати дренажу уместо континуалног цурења ваздуха кроз дренажу;
- заменити стандардне V-каишеве енергетски ефикасним пљоснатим;
- користити мали компресор када већина производње не ради;
- ваздух усисавати са најхладнијег, али не и климатизованог места (узети у обзир да сваких 5°C смањења температуре ваздуха на усису доприноси смањењу потрошње компресора од 1%).

- контролисати да ли су размењивачи топлоте запрљани уљем;
- уверити се да ли су сепаратори ваздух/уље запрљани;
- надzirати падове притиска у усисним и филтерима на потису и мењати их одмах након аларма (узети у обзир да ће пад притиска на филтеру од 0,2 bar,, уколико је притисак 7 bar и проток 250 l/s довести до губитка снаге на компресору од 1 kW).
- користити ваљано димензионисан резервоар за складиштење ваздуха под притиском; минимализовати трошкове складиштења користећи одговарајуће мазиво и ефикасан уље-вода сепаратор;
- размотрити алтернативе за компримовани ваздух као што су дуваљке за хлађење, хидраулични пре него пнеуматски цилиндри, електрични пре него ваздушни актуатори, као и електричне пре него пнеуматске контроле;
- користити млазнице и вентури уређаје, пре него дување са отвореним линијама компримованог ваздуха.
- проверити вентиле за дренажу на процуривање компримованог ваздуха на јединицама за регулисање притиска и филтерисање; одређени вентили са гумом могу да цуре континуално уколико су оштећени или стари.

### Пример 12.3

Прорачун уштеде трошкова након снижења радног притиска (делимично преузето из ([12.12])). Подаци:

Вијчани компресор

- запремински проток од 1600 m<sup>3</sup>/h
- излазног натпритиска  $p_m = 7 \text{ bar}$
- ел. снаге  $P = 158 \text{ kW}$
- време рада: 3000 часова годишње
- смањење  $P$  при раду са  $p_m = 6 \text{ bar}$  је 4%
- цена електричне енергије 0,06 EUR/kWh

Одредити уштеду у енергији на годишњем нивоу уколико се пређе на систем рада са смањеним притиском.

### Решење

Специфична потрошња снаге компресора при  $p_m = 7 \text{ bar}$  је:

$$158 \text{ kW}/1600 \text{ m}^3/\text{h} = 0,099 \text{ kWh}/\text{m}^3$$

Специфична потрошња снаге компресора при раду са  $p_m = 6 \text{ bar}$  је:

$$158 \text{ kW} \cdot 0,96/1600 \text{ m}^3/\text{h} = 0,095 \text{ kWh}/\text{m}^3$$

Разлика у специфичној потрошњи је: 0,004 kWh/m<sup>3</sup>

Односно у новцу: 0,004 kWh/m<sup>3</sup> · 0,06 EUR/kWh = 0,00024 EUR/m<sup>3</sup>

Уштеда на годишњем нивоу је: 0,00024 EUR/m<sup>3</sup> · 1600 m<sup>3</sup>/h · 3000 h/год. = 1152 EUR/год.

Израчунато на други начин годишња уштеда би износила

$158\text{kW} \cdot 0,04 \cdot 3000\text{h/год} \cdot 0,06\text{EUR/kWh} = 1137,6 \text{ EUR/год}$ .

#### **Пример 12.4 Уградња млазнице**

У фабрици се на једној линији користи црево унутрашњег пречника 10 mm. Натпритисак испред вентила је 6 bar. Одредити колика је уштеда уколико се угради млазница пречника 2 mm.

#### **Решење**

У приручнику [12.15], налази се преузети дијаграм (слика 12.24). Узима се, иако је са цревом свакако још неповољнији притисак, да на инсталацији ради млазница пречника 10 mm. За натпритисак од 6 bar или 0,6 МПа из дијаграма на претходној слици добија да је потрошња ваздуха око 6500 l/min.

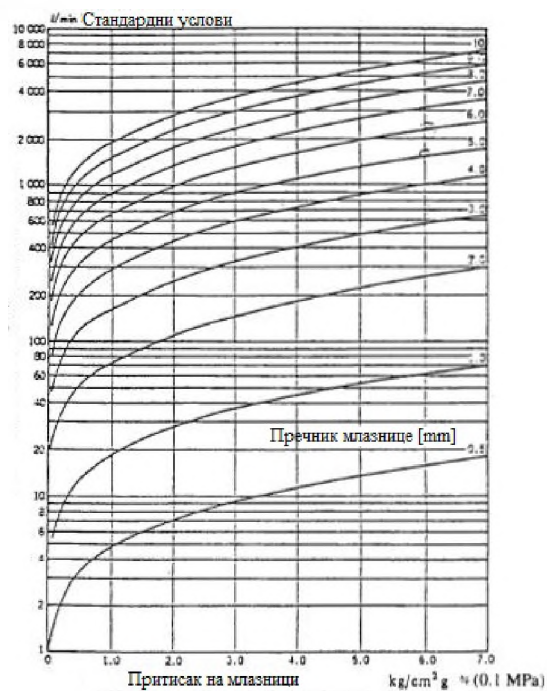
За млазницу пречника 2 mm и наведени натпритисак од 0,6 МПа потрошња је свега 265 l/min. То је смањење од 24,53 пута. Дакле, претпоставља се да тако велики проток од 6500 l/min никада на том месту није ни био потребан, па ће ова мера донети знатне уштеде.

Препорука ЈСА оцењивача је да нема потребе за притиском већим од 0,6 МПа на местима где се уграђују млазнице.

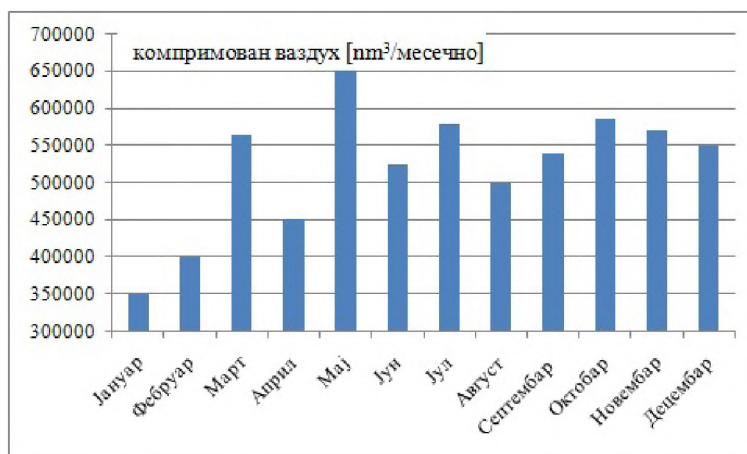
#### **Пример 12.5 Коришћење компримованог ваздуха – делимично преузет из [12.17]**

Потрошња компримованог ваздуха у једној фабрици дата је по месецима у току једне календарске године на слици 12.25, док је на слици 12.26 дата у зависности од месечне производње.

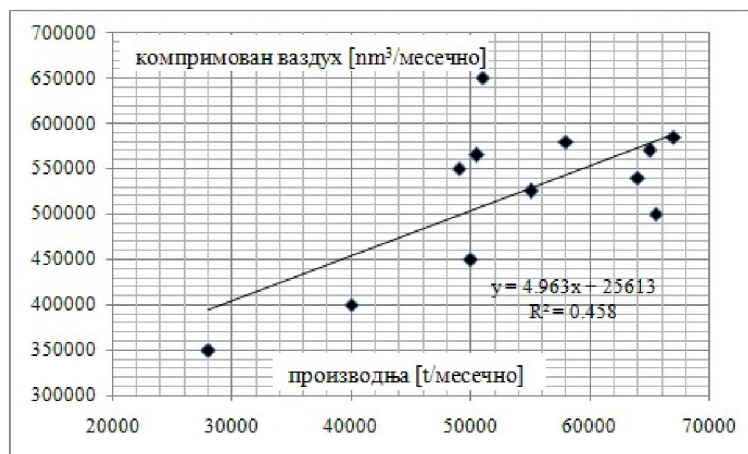
Приметно је да при производњи од  $50000 \pm 1000 \text{ t/месечно}$  потрошња компримованог ваздуха варира од минимално 450000 до максимално  $650000 \text{ nm}^3/\text{месечно}$ , што је повећање од око 30,77%. На слици 12.27 дат је дијаграм производње током посматране године.



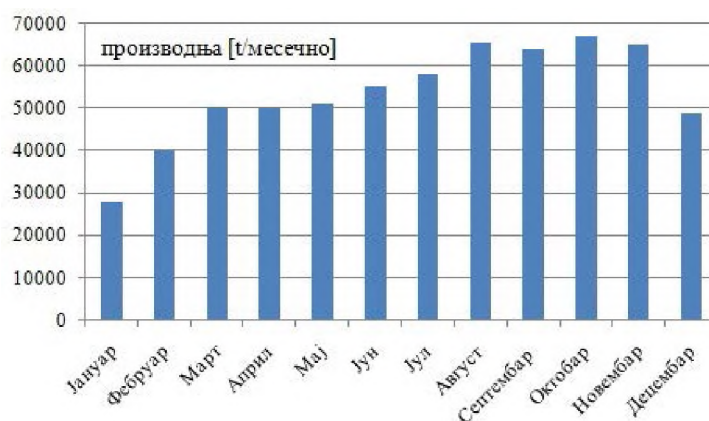
Слика 12.24 Прорачун количине ваздуха на млазницама при стандардним условима [12.15]



Слика 12.25 Дијаграм потрошње компримованог ваздуха по месецима



Слика 12.26 Дијаграм потрошње компримованог ваздуха у зависности од месечне производње



Слика 12.27 Дијаграм производње у фабрици током посматране године

Оваква производња остварује се у периоду од око четири месеца и то март–мај и децембар (сл. 12.27). Ови подаци, као и случај када је производња од око 65000 t/месечно, указују на лошу контролу потрошње компримованог ваздуха у фабрици. Методом најмањих квадрата добијена је приказана линеарна функционална зависност са значајним одступањем. Она указује да би при нултој производњи имали потрошњу компримованог ваздуха од 25613 m³/месечно, што представља 7,32% од минималне потрошње током приказаних месеци. Дакле, губици у систему компримованог ваздуха су значајни, тако да има простора за побољшање.



**Пример 12.6 Избор компресора- делимично преузет из [12.17]**

Трошкови електричне енергије представљају највишу ставку од свих трошкова. Избор компресора је значајан за одређивање оперативних трошкова. Време рада компресора у режиму без оптерећења такође се мора контролисати. Потребно је познавати потрошњу компримованог ваздуха и радни притисак на алатима и машинама, као и пнеуматске процесе. Ради прорачунавања захтева за компримованим ваздухом, уводи се фактор рада за сваког потрошача који се изражава у процентима и то обично од 10 до 100%. Пример је дат у табели 12.5.

**Табела 12.5** Анализа потрошње компримованог ваздуха у фабрици

Алат	бр. ком.	l/s	Макс. захтев [l/s]	Фактор рада [%]	Ред. макс. захтев [l/s]	Радни притисак [barg]
Пнеуматски пиштољ	2	25	50	50	25	6
Пнеум. цилиндар	2	18	36	40	14,4	9
Дизалица	2	16	32	35	11,2	6
Бушилица за дрво	10	18	180	40	72	6
Одвртач	11	5	55	10	5,5	6
Укупно:			353		128,1	

На основу анализе из табеле 12.4, максимални захтевани проток је 353 l/s, док је минимални захтевани проток 128,1 l/s и максимални радни натпритисак је 9 bar.

Избором компресора за максимални проток са снагом од 163 kW у радном режиму, режиму без оптерећења (off-load) од 41 kW, са фактором оптерећења 35% и ценом електричне енергије од 6,1 евроценти по kWh, добија се прорачун годишњих трошкова рада (за око 3000 h рада):

$$(163 \cdot 0,35 + 41 \cdot 0,65) \cdot 3000 \cdot 0,061 = 15317,1 \text{ EUR}.$$

Анализа за минималну потрошњу даје годишње трошкове за рад слабијег компресора од 81 kW у радном и 21 kW у режиму без оптерећења, са фактором оптерећења од 71%:

$$(81 \cdot 0,71 + 21 \cdot 0,29) \cdot 3000 \cdot 0,061 = 11638,8 \text{ EUR}.$$

Дакле, пажљиво планирана потрошња компримованог ваздуха доводи до уштеде на годишњем нивоу, у овом случају, од 3678,3 EUR. Препорука је да се у овом случају инсталирају два компресора мање снаге који би покрили и већу потрошњу од минималне и обезбедили довољне капаците за будућа проширења.

**Литература**

- [12.1] Обрадовић Н., Турбокомпресори, друго издање, Машински факултет, Београд, 1974.
- [12.2] Протић З., Теоријске основе турбомашина, предавања, Машински факултет, Универзитет у Београду, Београд, 1979. (запис М. Недељковића)
- [12.3] Bendler H., Spengler H., (уредници), Technisches Handbuch Verdichter, VEB Verlag Technik, Берлин, 1986.
- [12.4] Јанков Р., Клипни компресори, четврто издање, Машински факултет, Београд, 1984.
- [12.5] Протић З., Недељковић М., Пумпе и вентилатори - проблеми, решења, теорија, V издање, Машински факултет, Београд, 2006.
- [12.6] Ђорђевић В., Динамика једнодимензијских струјања флуида, IV издање, Машински факултет, Београд, 2005.
- [12.7] Чантрак С., Хидродинамика, V допуњено издање, Машински факултет, Београд, 2012.
- [12.8] Недељковић М., Топлотне машине I део, предавања, Машински факултет, Универзитет у Београду, Београд, 1999. (запис Ђ. Чантрака)
- [12.9] Pfeleiderer C., Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase (Wasserpumpen, Ventilatoren, Turbogebläse, Turbokompressoren), V издање, Springer-Verlag, 1961.
- [12.10] Lawrence Berkeley National Laboratory & Resource Dynamics Corporation, Improving compressed air system performance - A sourcebook for industry, Compressed Air Challenge and the US Department of Energy, Washington DC, Vienna, 2003.
- [12.11] Богнер М., Поповић О., Компресорска постројења, АГМ књига доо, Београд, 2008.
- [12.12] Република Србија, Агенција за енергетску ефикасност, LDK consultants, Industrial energy audits and training programme (Програм обуке за енергетске прегледе у индустрији), Compressed air production and distribution, поглавље 8, Београд, 2003.
- [12.13] Радојевић З., Ашковић Р., Грујић Љ., Чантрак С., Црнојевић Ц., Јовановић П., Ђирић М., Недић Н., Пнеуматика, НИРО "ОМО", Београд, 1990.
- [12.14] Saidur R., Rahim N.A., Hasanuzzaman M., A review on compressed-air energy use and energy savings, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 14, pp. 1135-1153, 2010.
- [12.15] ЈСА приручник
- [12.16] Република Србија, Агенција за енергетску ефикасност, LDK consultants, Програм обуке за газдовање енергијом у индустрији, Ид. број: 404-0232/2004-11, Технички део обуке, 2005.
- [12.17] Република Србија, Агенција за енергетску ефикасност, LDK consultants, Energy Efficient Compressed-air Systems, презентација, Београд, 2003.

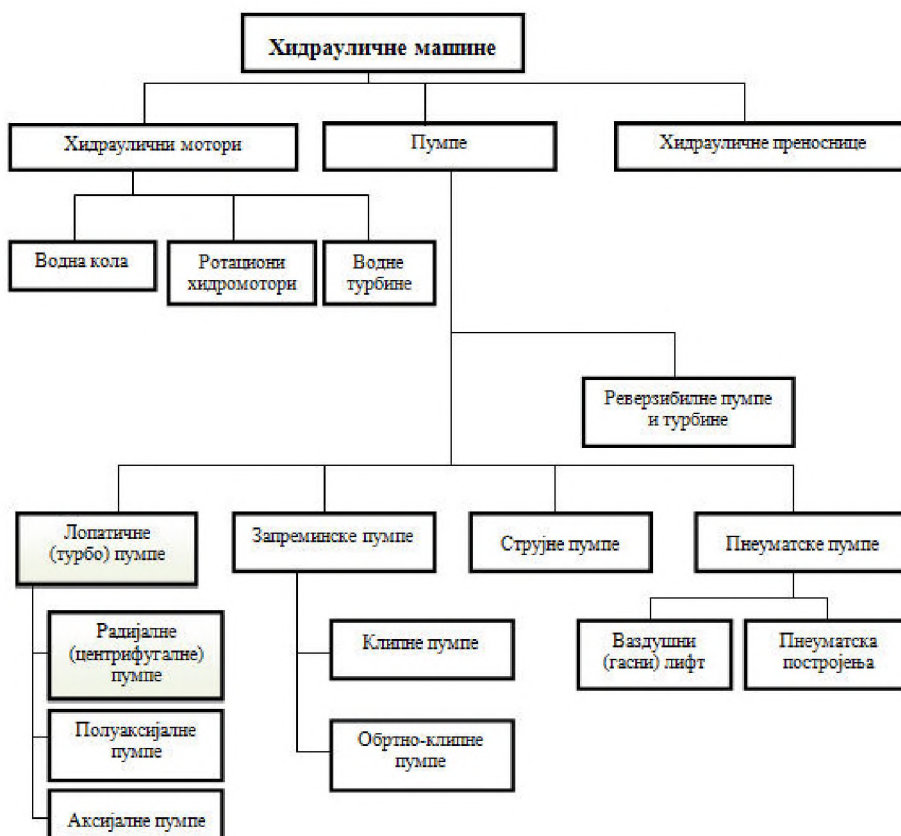
## 13. ОСНОВИ РАДА ПУМПИ И ВЕНТИЛАТОРА

Ђорђе Чантрак

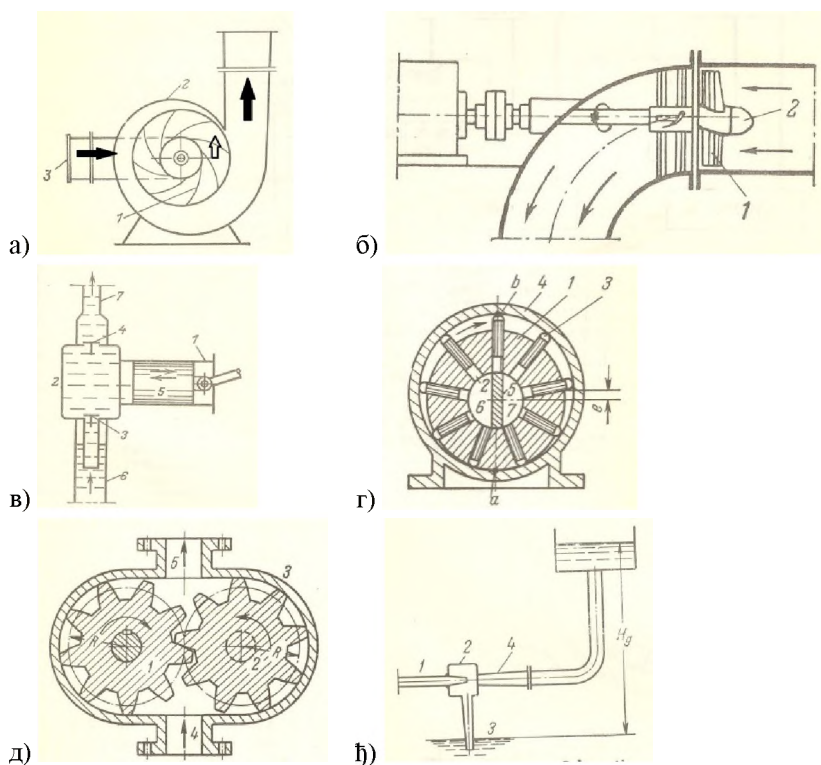
### 13.1 ПОДЕЛА ПУМПИ И ВЕНТИЛАТОРА

О подели топлотних машина било је речи у претходном поглављу. Подела хидрауличних машина, за које важи претпоставка да раде са нестишљивим флуидом, дата је на слици 13.1.

Водне турбине деле се на акцијске (најпознатија је Пелтонова турбина (Lester Allan Pelton, 1829–1908), потом Турго турбина и друге) и реакцијске (Франсисова (James Bicheno Francis, 1815–1892), Капланова (Viktor Kaplan, 1876–1934), дијагонална и друге).



Слика 13.1 Подела хидрауличних машина [13.1]



**Слика 13.2** а) Центрифугална пумпа: 1 – обртно коло; 2 – спирално кућиште; 3 – усисни цевовод; б) Аксијална пумпа: 1 – лопатица и 2 – наструјна капа обртног кола; в) Клипна пумпа: 1 – цилиндар; 2 – резервоар; 3 – усисни вентил; 4 – потисни вентил; 5 – клип; 6 – усисни цевовод и 7 – потисни цевовод; г) Обртно–клипна пумпа: 1 – ротор; 2 – радијални отвори у ротору; 3 – клипови; 4 – кућиште; 5 – разделник; 6 – усисна комора и 7 – потисна комора; д) Зупчаста пумпа: 1 и 2 – зупчаници; 3 – кућиште; 4 – усис и 5 – потис и њ) Ејектор: 1 – млазница; 2 – комора; 3 – течност која се транспортује и 4 – дифузор [13.2]

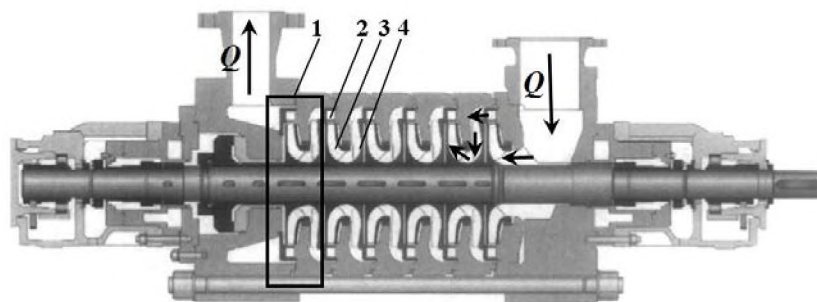
Центрифугална пумпа шематски је приказана на слици 13.2а. Требало би обратити пажњу на начин уградње обртног кола и смер обртања (позитиван математички смер) како је на слици назначено. Иза центрифугалног, као и иза аксијалног обртног кола, формира се турбулентно вихорно струјање. Услед таквог струјања настају већи губици у цевоводима него при струјању са развијеним турбулентним профилем брзине. Да би се "исправила" флуидна струја уграђује се лопатично заколо (сл. 13.2б). Различити начини уградње турбомашина разматрају се код вентилатора.

Према слици 13.1, запреминске машине деле се на клипне (линијске) и обртно–клипне (радијалне и аксијалне). Друга група, обртно–клипне деле се на зупчасте, перисталтичке (као специјална врста зупчастих, за вантелесни крвоток), завојне (вијчане) и кричне, а у посебну групу спадају мембранске. Размена енергије код

запреминских пумпи врши се под утицајем промене запремине, као што је то случај код клипних (сл. 13.2в), обртно–клипних (сл. 13.2г), пумпи за вантелесни крвоток (перисталтичке) и др. За разлику од турбомашина где је испорука флуида прилично равномерна, код клипних пумпи осећају се значајне пулзације приликом испоруке флуида. Израженије су што је мање клипова.

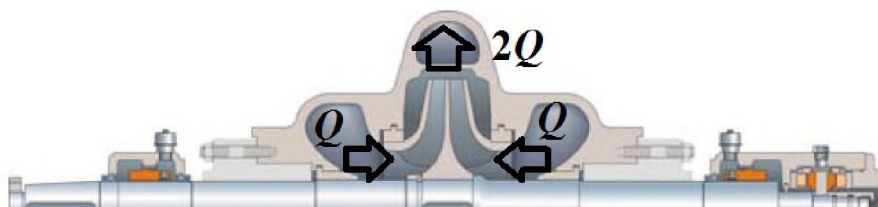
Постоје и специјални типови пумпи, попут Теслине (фрикциона), вртложне или вихорне пумпе (невеликог степена корисности,  $\eta_{opt} = 0,34$  до  $0,55$ . Она је радијална, али на одређени начин припада и групи обртно–клипних пумпи.), пумпа са Пито сондом [13.3] и др. Теслина (Никола Тесла, 1856–1943) пумпа је безлопатична тако да помоћу ротирајућих дискова транспортује течност. Транспорт флуида се остварује услед дејства центрифугалне силе и смицајних напона унутар граничних слојева на дисковима. Степени корисности су у интервалу 25 до 35% [13.3]. Постигу се већи степени корисности са вискознијим флуидима. Раде прилично тихо, са мало вибрација и без значајнијих проблема са кавитацијом.

Клипне машине остварују највише притиске. Средње притиске остварују обртно–клипне машине, док турбомашине остварују најмање притиске. Вишестепене радијалне пумпе, где су пумпе повезане на ред, остварују веће притиске. На следећој слици приказана је шестостепена пумпа са компензационим диском за уравнотежење аксијалне силе. Један ступањ чине претколо, обртно коло и заколо. Претколо и заколо се уграђују као додатни, неротирајући елементи. Претколо усмерава флуидну струју ка наредном колу, док се у заколу врши трансформација кинетичке енергије у притисак.



Слика 13.3 Шестостепена пумпа: 1 – један ступањ; 2 – заколо; 3 – обртно коло и 4 – претколо

Уколико су потребни већи протоци, бирају се двострујне пумпе, тако да обртна кола формирају паралелну везу, односно испоручује се двоструко већи запремински проток  $Q$  за исти напор  $H$  (сл. 13.4). Сама конрукција пумпе, односно положај истоветних обрtnих кола, доводи до компензације аксијалне силе.

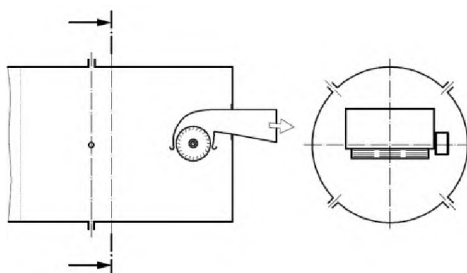


Слика 13.4 Двострујна пумпа

Постоји и комбинација два претходна типа пумпи и то као вишестепене двострујне. Приликом монтаже пумпи, требало би водити рачуна о прописаном начину уградње, како са хидрауличне стране (кавитација, униформно поље брзине на улазу и др.), тако и са стране вибрација.

Вентилатор је машина у којој се помоћу обртног кола, које је покретано мотором, повећава енергија ваздуха, тако да се оствари технички захтев, односно таман толико колико је потребно да се савладају сви губици у инсталацији. У пракси се јављају разни захтеви у погледу протока и притиска који се не могу задовољити једним типом вентилатора, па се, према изгледу и претежном правцу струјања кроз обртно коло, вентилатори могу поделити како следи [13.4]:

- центрифугални,
- добошасти,
- аксијални
- попречни (cross-flow fan), слика 13.5 и
- Теслин (безлопатични) вентилатор.

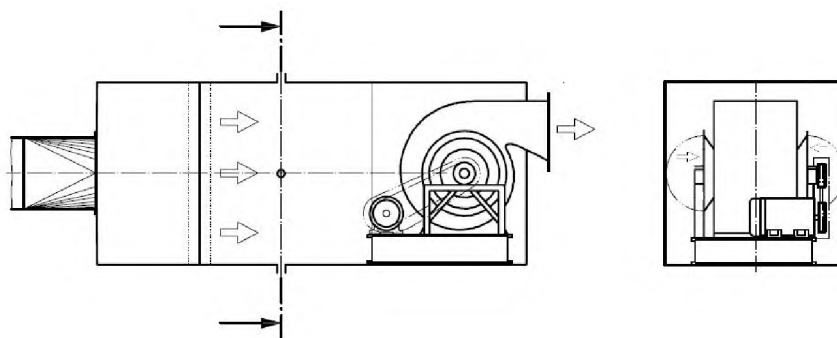


Слика 13.5 Попречни вентилатор [13.5]

На слици 13.6 приказан је попречни вентилатор уграђен у стандардну комору са мерним местима за притисак, а у складу са стандардом SRPS EN ISO 5801:2011 [13.5]. Кроз њега флуидна струја пролази два пута. Има српасте унапред закривљене лопатице и није много бучан. Користи се у термотехници и вентилационим системима.

На слици 13.6 приказан је вентилатор, такође уграђен у стандардну комору са мерним местима за притисак, а у складу са стандардом SRPS EN ISO 5801:2011

[13.5]. Оваква конструкција вентилатора је слична конструкцији двострујне пумпе приказане на слици 13.4. Дакле, овакав вентилатор испоручује двоструки проток у систем.



Слика 13.6 Двострујни вентилатор [13.5]

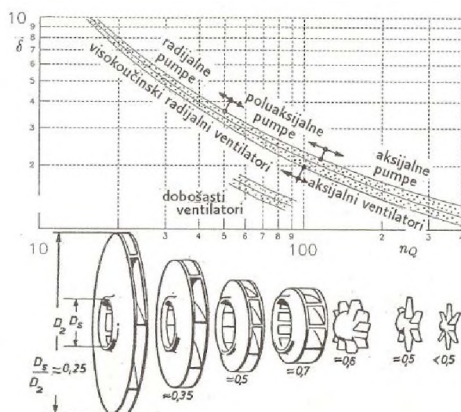
Двострујни вентилатори се користе у случају потребе за већом количином ваздуха. Том приликом се истоветна обртна кола навлаче на исто вратило, на начин "леђа уз леђа". Проток двострујног вентилатора представља збир протока кроз поједина кола, док се напор двострујног вентилатора рачуна на основу напора једног кола.

Дакле, уградне карактеристике турбомашине су од значаја за одређивање њеног укупног степена корисности. Међународни стандарди, који су усвојени и као српски национални стандарди, SRPS EN ISO 5801:2011 [13.5] и SRPS EN ISO 5802:2011 [13.6] препознају четири категорије инсталације:

- тип А: слободни усис и потис;
- тип В: слободни усис и цевовод на потису;
- тип С: цевовод на усису и слободан потис и
- тип D: цевовод на усису и потису.

Параметри вентилатора се гарантују само уколико је уграђен на начин како је пројектован и испитан. Постоји и подела на основу примене вентилатора, као што су високоучински радијални вентилатори, млазни аксијални вентилатори за аутотунеле и одимљавање у гаражама, центрифугални кровни вентилатори, центрифугални млински вентилатори, вентилатори искључиво пројектовани за циркулацију ваздуха (плафонски и стони) и друго.

Избор оптималних параметара пумпи и вентилатора се обавља на основу Кордијеов дијаграма (сл. 13.7), где су приказани коефицијенти од значаја, односно значајне специфична брзоходост ( $n_Q$ ) и специфични пречник ( $d$ ). Изрази за ове значајне дати су у табели 13.1. Емпиријски добијен дијаграм даје различите типове турбо пумпи и вентилатора. Он даје однос између протока, притиска, брзине обртања и пречника, али не дефинише облик лопатице обртног кола. Приметно је да брзоходије машине (аксијалне турбомашине) имају мањи специфични пречник и обрнуто, као и да се добошасте вентилатори групишу изван главне области.

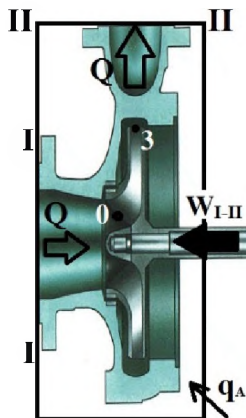


Слика 13.7 Кордијеов (Cordier) дијаграм [13.6]

## 13.2 РАЗМЕНА ЕНЕРГИЈЕ И ЕНЕРГЕТСКИ БИЛАНС

### 13.2.1 Енергетски биланс

Посматрајмо једну нетурбину (пумпу или вентилатор) као "црну кутију" и поставимо границу система (сл. 13.8).



Слика 13.8 Енергетски биланс

Пресек I–I је улаз у нетурбину (пумпу/вентилатор/турбокомпресор), док је пресек II–II излаз. Преко вратила се обртном колу од мотора доводи механички рад ( $W_{I-II}$ ). Систему може бити доведена или одведена извесна количина топлоте ( $q_A$ ), али се она у случају пумпи и вентилатора може занемарити.

Посматрајмо пумпу само преко њених величина стања ( $p$  притисак,  $c$  брзина осредњена у времену и простору у назначеним пресецима,  $z$  геодезијска висина тежишта попречног пресека у односу на референтну раван) у излазном (II–II) и



улазном пресеку (I–I) (сл. 13.8). Спољашњи рад ( $W_{I-II}$ ) се користи за промену положајне и кинетичке енергије, упоредни рад сила притиска и савладавње губитака унутар пумпе ( $q_i$  генерисана количина топлоте услед рада сила трења). На основу закона одржања енергије, може се закључити да за нестишљив флуид важи релација

$$W_{I-II} = \Delta c^2 / 2 + g \Delta z + \Delta p / \rho + q_i \quad (13.1)$$

Пошто доведени спољашњи рад изазива промену унутрашњих величина, зове се унутрашњи рад ( $Y_i$ ), па је  $W_{I-II} = Y_i$ . Ово је рад по јединици масе који се доведе споља у посматрани систем. Може се закључити да се само у овом случају унутрашњи рад може одредити помоћу величина на почетку и крају, односно на улазу и излазу, тако да је

$$Y_i = \Delta p / \rho + \Delta c^2 / 2 + g \Delta z. \quad (13.2)$$

### 13.2.2 Губици у турбомашини

Разматра се вискозан флуид и обртно коло са коначним бројем лопатица. На основу проширене Бернулијеве једначине за нестишљиве флуиде за струјницу кроз обртно коло, односно од пресека 0 до 3 (сл. 13.8) и [13.1], добија се јединични струјни рад кола

$$\begin{aligned} \frac{p_0}{\rho} + \frac{c_0^2}{2} + gz_0 + Y_{th} &= \frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2} + gz_3 + q_{i,H(0-3)} \rightarrow \\ \rightarrow Y_{th} &= \frac{p_3 - p_0}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_0^2}{2} + g(z_3 - z_0) + q_{i,H(0-3)}, \end{aligned} \quad (13.3)$$

где  $q_{i,H(0-3)}$  су губици услед трења, вртложења, скретања флуидне струје, ударни губици итд.

Проширена Бернулијева једначина за пресеке I и 0 има облик

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_0}{\rho} + \frac{c_0^2}{2} + gz_0 + q_{i,H(I-0)} \rightarrow \frac{p_0}{\rho} + \frac{c_0^2}{2} + gz_0 = \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + gz_1 - q_{i,H(I-0)} \quad (13.4)$$

Слично се добија и Бернулијева једначина за пресеке 3 и II

$$\frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2} + gz_3 = \frac{p_{II}}{\rho} + \frac{c_{II}^2}{2} + gz_{II} + q_{i,H(3-II)} \quad (13.5)$$

Тако се јединични струјни рад кола дефинише изразом

$$Y_{th} = \frac{p_{II} - p_1}{\rho} + \frac{c_{II}^2 - c_1^2}{2} + g(z_{II} - z_1) + q_{i,H(I-0)} + q_{i,H(0-3)} + q_{i,H(3-II)}. \quad (13.6)$$

Дакле, јединични струјни рад кола добија се на основу величина које су на улазу и излазу из машине, односно на прирубницама

$$Y_{th} = \frac{p_{II} - p_1}{\rho} + \frac{c_{II}^2 - c_1^2}{2} + g(z_{II} - z_1) + q_{i,H}, \quad (13.7)$$

где су укупни хидраулички губици у главном струјном току

$$q_{i,H} = q_{i,H(1-0)} + q_{i,H(0-3)} + q_{i,H(3-II)}. \quad (13.8)$$

У пумпи постоје још и губици на трење о спољашње површине кола  $q_{i,R}$ , који морају бити савладани споља доведеним радом, тако да унутрашњи рад износи

$$\begin{aligned} W_{I-II} = Y_i = Y_{th} + q_{i,R} &= \frac{P_{II} - P_I}{\rho} + \frac{c_{II}^2 - c_I^2}{2} + g(z_{II} - z_I) + q_{i,H} + q_{i,R} = \\ &= \frac{P_{II} - P_I}{\rho} + \frac{c_{II}^2 - c_I^2}{2} + g(z_{II} - z_I) + q_i \end{aligned} \quad (13.9)$$

Из претходног следи

$$Y_i = Y + q_i = Y + q_{i,H} + q_{i,R} = Y_{th} + q_{i,R}, \quad (13.10)$$

где је  $Y$  јединични рад струје (напор), „корисна“ величина сагласно дефиницији: ”Напор је она количина јединичне струјне енергије с којом се обогати сваки килограм масе течности при проласку кроз машину.” [13.1].

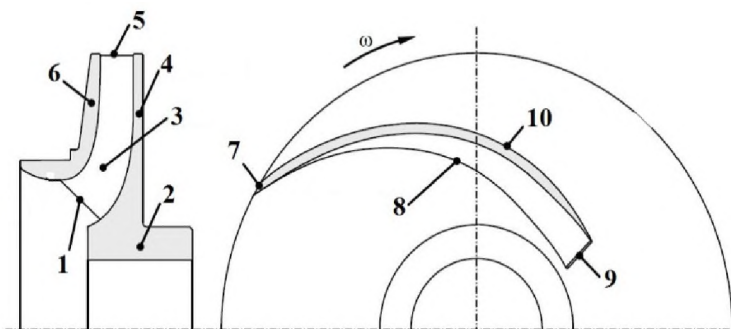
Дакле, напор је она количина корисног рада која се захтева од машине да га она изврши. При избору пумпе, задаје се напор  $Y$ , а величина  $q_{i,H}$  зависи од произвођача.

Приликом испитивања пумпе, одређује се њен напор у складу са дефиницијом, где  $Y$  представља разлику струјних енергија на излазу и улазу

$$Y = \frac{P_{II} - P_I}{\rho} + \frac{c_{II}^2 - c_I^2}{2} + g(z_{II} - z_I) = Y_{II} - Y_I. \quad (13.11)$$

### 13.3 ОСНОВНЕ ГЕОМЕТРИЈСКЕ ВЕЛИЧИНЕ И ЗНАЧИЦЕ

Изглед центрифугалне (радијалне) пумпе у меридијанској и основној равни дат је на слици 13.9 са уцртаним смером обртања.

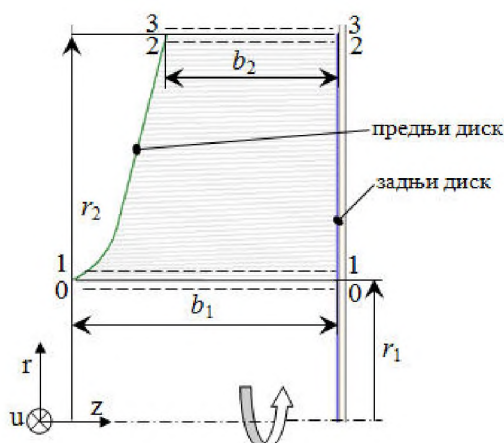


Слика 13.9 Меридијанска и основна раван центрифугалне (радијалне) пумпе [13.3]

На слици 13.9 приказани су следећи елементи радијалне пумпе: 1 и 9 – улазна ивица; 2 – главчина; 3 – лопатица; 4 – задњи диск; 5 и 7 – излазна ивица; 6 – предњи диск; 8 – усисна (леђна) страна лопатице и 9 – притисна (грудна) страна лопатице.

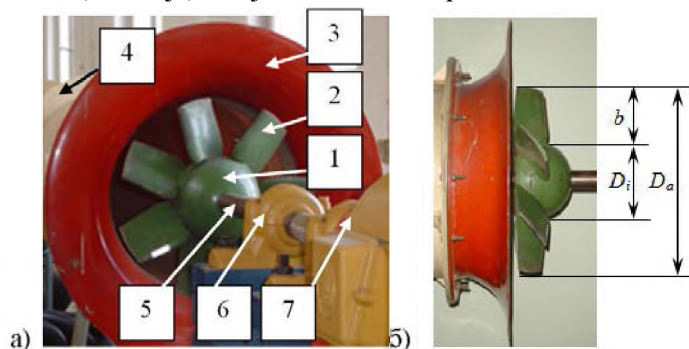
Основни геометријски параметри радијалних турбо пумпи и вентилатора су дати на слици 13.10, где је приказан меридијански пресек радијалног вентилатора. Приликом

дефинисања геометрије радијалне турбомашине користи се и основна раван (сл. 13.9).



Слика 13.10 Меридијански пресек центрифугалног (радијалног) вентилатора

Ознаке на слици 13.10 су:  $r$  – полупречник (радијална координата, оса, правац);  $z$  – аксијална оса (аксијална координата, правац);  $u$  – обимски правац;  $r_1$  – унутрашњи (улазни) полупречник;  $r_2$  – спољашњи (излазни) полупречник;  $b_1$  – улазна ширина кола;  $b_2$  – излазна ширина кола; пресеци 0–0 – непосредно испред уласка у радно коло; 1–1 – непосредно иза уласка у радно коло; 2–2 – непосредно испред изласка из радног кола и 3–3 – непосредно иза изласка из радног кола. Индекси 1 и 2 су везани за лопатицу, а 0 и 3 за флуидну струју. Пресеци се на исти начин дефинишу за радијалну и аксијалу турбопумпу/турбовентилатор. На слици 13.11 приказани су основни елементи (позиције) аксијалног вентилатора.



Слика 13.11 Изглед аксијалног вентилатора а) поглед са усисне стране и б) у меридијанској равни

На претходној слици приказани су основни елементи конструкције аксијалног вентилатора и то: 1 – радно или обртно коло; 2 – лопатица обртног кола; 3 – профилисани уводник; 4 – потисни цевовод; 5 – вратило; 6 – лежај; 7 – електромотор.

У меридијанској равни на слици 13.11б дефинисани су пречник главчине  $D_b$ , пречник обртног кола уз кућиште или спољашњи пречник кола  $D_a$  и ширина кола  $b = (D_a - D_i)/2$ . За потребе решавања практичних проблема уводи се и појам средњег пречника ( $\bar{D} = (D_a + D_i)/2$ ). Напомиње се да је приказани вентилатор извучен из цеви, док је, приликом рада, увучен у цев. Између спољашњег пречника кола и унутрашњег пречника кућишта, у ком је смештено обртно коло, постоји процеп  $s$ . Примера ради, за коло пречника  $D_a = 0,4$  m остварен је процеп од  $s = 0,5$  mm.

Теорија сличности у случају турбомашина подразумева геометријску, кинематичку и динамичку сличност. Задовољењем услова да је апсолутна храпавост материјала од којих су направљени модел и прототип иста, произилази да је релативна храпавост турбомашине већа у случају модела него прототипа. Узимајући у обзир да ће обе машине радити са истим зазором, долази се до закључка да је степен корисности прототипа већи од степена корисности модела.

Из кинематичке сличности произилази значаја протока, док се из динамичке сличности и формираног количника притисних и инерцијских сила добија значаја напора. Дефиниције свих важнијих значаја дате су у табели 13.1.

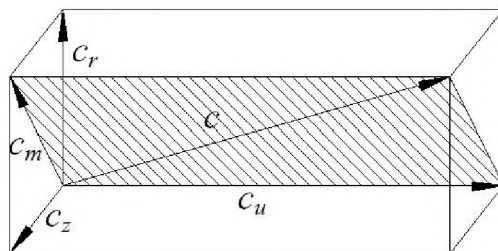
**Табела 13.1** Важније значаје пумпи и вентилатора

Значаја	Ознака	Израз
протока	$\varphi$	$4Q/u_2 D_2^2 \pi$
напора	$\psi$	$2Y/u_2^2$
снаге	$\lambda$	$\varphi\psi/\eta = 8P/(\rho u_2^3 D_2^2 \pi)$
брзоходости	$\sigma$	$\frac{\sqrt{\varphi}}{\psi^{3/4}} = \frac{1}{157,78} n \frac{\sqrt{Q}}{(Y/g)^{3/4}}$
пречника	$\delta$	$\frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}} = 1,865 D_2 \frac{(Y/g)^{1/4}}{\sqrt{Q}}$
специфичне брзине обртања	$n_Q$	$n\sqrt{Q}/(Y/g)^{3/4} = 157,78\sigma$

Из наведених основних значаја изводе се значаје кола, како са коначним бројем лопатица, тако и са бесконачно великим бројем лопатица. У случају аксијалних турбомашина, појављује се и брзинска значаја протока  $\varphi_E = 4Q/u_a(D_a^2 - D_i^2)\pi = \varphi/(1-v^2) = c_z/u_a$ . Значаје су од значаја и приликом представљања карактеристика напора посредством израза  $\psi = f(\varphi)$ .

### 13.4 ОЈЛЕРОВА ЈЕДНАЧИНА ЗА ТУРБОМАШИНЕ

На основу дефинисане геометрије и координатног система, одређује се апсолутна брзина  $\bar{c}$  (сл. 13.12).

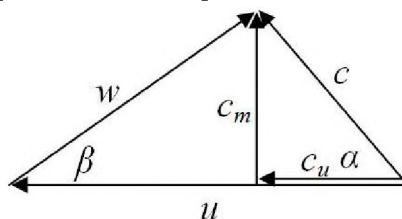


Слика 13.12 Апсолутна брзина и њен компоненте

На слици 13.12 приказане су следеће компоненте апсолутне брзине  $\bar{c}$ : аксијална ( $c_z$ ), радијална ( $c_r$ ) и обимска ( $c_u$ ). Аксијална и радијална компонента формирају, векторским сабирањем, меридијанску брзину ( $c_m$ ) која је видљива у меридијанској равни. Апсолутна брзина настаје векторским сабирањем меридијанске и обимске брзине. На слици 13.12 нису приказивани симболи вектора изнад брзина због боље прегледности. На основу слике 13.12, добија се

$$c^2 = c_m^2 + c_u^2, c_m^2 = c_r^2 + c_z^2, c^2 = c_m^2 + c_r^2 + c_z^2 \quad (13.12)$$

При струјању у ротирајућем систему разматрају се апсолутна ( $\bar{c}$ ), преносна ( $\bar{u}$ ) и релативна ( $\bar{w}$ ) брзина. Апсолутна брзина, што је познато из механике, настаје као векторски збир релативне и преносне, у овом случају обимске брзине ( $u = D\pi n/60$ , где је  $n$  брзина обртања турбомашине изражена у  $[\text{min}^{-1}]$ ). Векторски збир је видљив у основној равни радијалних турбомашина (сл. 13.13), где такође нису приказивани симболи вектора изнад брзина због боље прегледности.

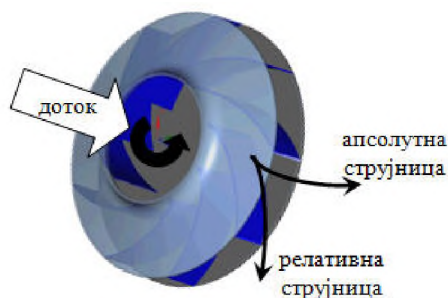


Слика 13.13 Троугао брзина

На слици 13.13 приказани су и апсолутни угао који заклапају апсолутна и обимска брзина ( $\alpha$ ), као и релативни угао који заклапају обимска брзина и негативна релативна брзина ( $\beta$ ). Величине у троуглу брзина добијају индексе зависно од типа турбомашине, пречника и пресека на коме се одређују. Релативни углови на пресецима 1 и 2 посматрају се као геометријске величине лопатице радијалног обртног кола пумпе/вентилатора, тако да је  $\beta_1$  угао лопатице на улазу, а  $\beta_2$  угао

лопатице на излазу. Постоји обележавање пресека са редним бројевима од 4, па на даље, ако се после радног кола налази, нпр. лопатично заколо.

Изглед апсолутне и релативне струјнице дат је на слици 13.14. Ово обртно коло има предњи и задњи диск, као и 9 лопатица константне дебљине, уназад закривљених.



**Слика 13.14** Аксонометријски приказ обртног кола радијалне пумпе са струјницама

Применом принципа о промени момента количине кретања, изводи се Ојлерова (Leonhard Euler, 1707–1783) једначина за турбомашине. "Струјање у проточним деловима турбомашине, независно од типа и облика турбомашине, има карактер просторног струјања. Оно се одвија под утицајем дејства лопатица и ротације на вискозну течност која протиче кроз обртне и необртне делове машине. Описивање тако сложених струјања физичко–математичким путем за сада је могуће само у изразито једноставним случајевима, и то уз уношење великог броја различитих претпоставки, да би се ред сложености рачунања у што већој мери снижио. ... Једно од основних упрошћења је претпоставка о струјању савршене течности, чиме се струјање разматра као *невискозно*. ... у теорији турбомашине уобичајено је да се на почетку ради са обртним колама састављеним од неизмерно великог броја неизмерно танких лопатица. Између таквих лопатица флуид протиче управо како то лопатице прописују. Пошто су у том случају све струјнице по облику исте, може се говорити о *лопатично–конгруентном струјању*. Оваквом претпоставком, у физичко–математичком смислу уводи се представа о фиктивном, тј. математичком обртном колу које, када се ради о уводним разматрањима, у довољној мери опонаша и репрезентује карактеристике реалних пумпи." [13.7, стр. 5]. Ако се на вратилу тако дефинисаног обртног кола доводи обртни момент, онда се на основу закона о промени момента количине кретања добија

$$M_{th\infty} = \dot{m}(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}), \quad (13.13)$$

где је  $\dot{m}$  масени проток флуида кроз коло. Уложена снаге је

$$P_{th\infty} = M_{th\infty} \omega, \quad (13.14)$$

где је  $\omega$  угаона брзина обртања. Одавде се добија јединични струјни рад при неизмерно великом броју лопатица, односно напор кола пумпе при  $z \rightarrow \infty$  како следи

$$\frac{P_{th\infty}}{\dot{m}} = Y_{th\infty} = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} \quad (13.15)$$

Очигледно је да се јединични струјни рад кола са бесконачним бројем лопатица налази преко величина на улазу и излазу из кола. Услови за размену енергије у колу:

1. систем мора да ротира ( $\omega \neq 0$ ) и
2. да постоји разлика у вихору на улазу и излазу, односно  $r_2 c_{2u} \neq r_1 c_{1u}$

Применом косинусне теореме, добија се Ојлерова једначина изражена посредством брзина у облику

$$Y_{th\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (13.16)$$

Из Ојлерево једначине следе изрази за јединични струјни рад (напор) кола са коначним бројем лопатица  $Y_{th}$  [J/kg], као и са бесконачним бројем лопатица  $Y_{th\infty}$  [J/kg], што је приказано у таб. 13.2. У пракси се, често, под напором сматра величина  $H=Y/g$ , која се изражава у [m], а где су  $Y$  јединични струјни рад машине и  $g$  убрзање силе Земљине теже на тачно одређеној локацији. До величине  $Y$ , која је од значаја приликом записа Бернулијеве једначине, долази се на основу дефиниције хидрауличког степен корисности  $\eta_h = Y/Y_{th} \rightarrow Y = Y_{th} \eta_h$  о коме ће бити речи у наставку.

**Табела 13.2** Ојлерова једначина за нетурбине

Јединични струјни рад кола	Број лопатица ( $z$ )	Радијалне	Аксијалне ( $x=a, i, sr, \dots$ )
$Y_{th\infty}$	$\rightarrow \infty$	$u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}$	$u_x (c_{2u,x} - c_{1u,x})$
$Y_{th}$	$\in \square$ (коначан број)	$u_2 c_{3u} - u_1 c_{0u}$	$u_x (c_{3u,x} - c_{0u,x})$

Из табеле 13.2 може се видети да у случају аксијалних нетурбина, које су пројектоване на принципу константног вихора ( $r c_u = \text{const.}$ ) важи  $Y_{th,i} = Y_{th,a} = Y_{th,sr} = Y_{th}$ , односно да је размењени рад у колу исти на свим пречницима.

### 13.5 СНАГЕ И СТЕПЕНИ КОРИСНОСТИ ПУМПИ И ВЕНТИЛАТОРА

На слици 13.15 приказане су главне позиције на подужном пресеку једне радијалне пумпе, као и снаге. При струјању флуида кроз радијалне центрифугалне пумпе постоје три феномена унутар саме пумпе и то:

1. замицање флуидне струје у процеп између кола и кућишта;
2. трење између флуида и површи у главном струјном току (унутрашње површи обртног кола и спирале) и
3. трење флуида о спољашње површи кола.

Снаге и степени корисности центрифугалне пумпе/вентилатора дати су у таб. 13.3.

Снага целог агрегата зависи од губитака у мотору, а уколико још постоје и преносници снаге, онда се и њихови губици морају узети у обзир. На овом месту је погодено приказати значај наведених величина за одређивање степена корисности

спреге две паралелно спрегнуте пумпе ( $\eta$ ). Како укупна снага тог постројења представља збир снага појединачних пумпи

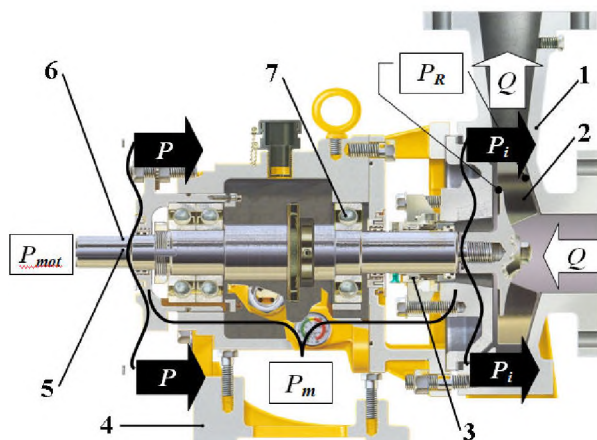
$$P = P_I + P_{II} \rightarrow \rho Q Y / \eta = \rho Q_I Y_I / \eta_I + \rho Q_{II} Y_{II} / \eta_{II} \quad (13.17)$$

добија се укупни степен корисности постројења

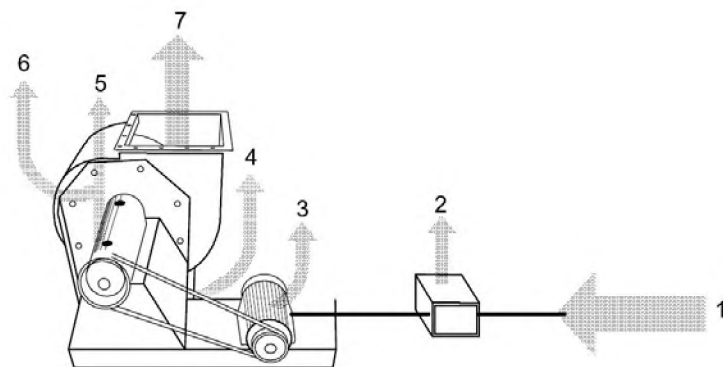
$$\eta = Q / (Q_I / \eta_I + Q_{II} / \eta_{II}) \quad (13.18)$$

јер је  $Y = Y_I = Y_{II}$  у паралелној спрези.

У SRPS EN ISO 5801:2011 анекс Е [13.5] разматрају се снаге и губици на индустријским вентилаторима (сл. 13.16), као и препоруке за прорачун губитака.



Слика 13.15 Главне позиције радијалне пумпе: 1 – радно коло пумпе; 2 – спирално кућиште; 3 – механички заптивач; 4 – постоље (ослонац); 5 – клин за везу са мотором; 6 – вратило (са осталим деловима ротационог подскопа) и 7 – лежајеви



Слика 13.16 Губици снаге на индустријском вентилатору са каишним преносом: 1 – улазна електрична снага; 2 – топлотни губици на фреквентном регулатору; 3 – топлотни губици на електромотору; 4 – топлотни губици на каишном преноснику; 5 – топлотни губици на лежајевима; 6 – губици у главном струјном току у колу и спирали и 7 – снага која се предаје флуиду [13.5]



Табела 13.3 Снаге и степени корисности пумпе/вентилатора

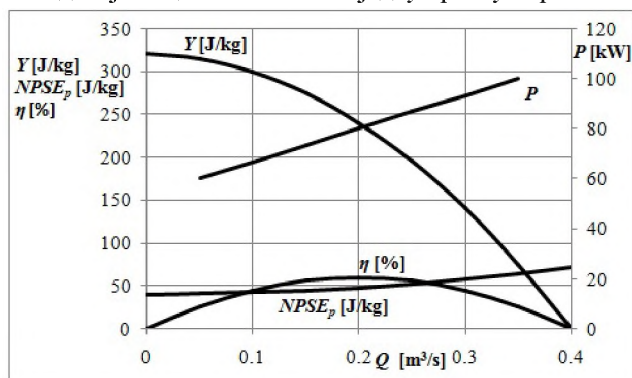
Величина	Израз	Напомена
хидрауличка снага	$P_H = \rho Q Y$ , а код вентилатора $P_H = Q \Delta p_t$	
нето снага кола	$P_{kn} = \rho Q Y_{th}$	снага кола за проток пумпе
(брuto) снага кола	$P_k = \rho Q_k Y_{th}$	снага кола за пун проток кола ( $Q_k = Q + \Delta Q$ )
снага која се троши на трење о спољашње површи кола	$P_R$	видети сл. 13.15
унутрашња снага	$P_i = P_k + P_R$	снага на вратилу пумпе (сл. 13.15)
механичка снага (део снаге који се троши на трење у лежиштима и заптивачима)	$P_m$	видети сл. 13.15
снага пумпе (измерена на спојници пумпе)	$P = P_i + P_m$	видети сл. 13.15
снага за савладавање отпора у преносном механизму	$P_{PR}$	
увећана потребна снага мотора	$P_{mot} = (P + P_{PR}) \cdot (1,05 \div 1,15)$	повећана снага мотора због упуштања и резерве
инсталисана снага мотора	$P_{inst}$	нормирана (на табlici мотора)
хидраулички степен корисности	$\eta_H = P_H / P_{kn} = Y / Y_{th}$	
волуметријски (запремински) степен корисности	$\eta_V = P_{kn} / P_k = Q / Q_k$	
степен корисности којим се обухвата трење по спољашњим површима кола	$\eta_R = P_k / (P_k + P_R) = 1 / (1 + \zeta_R)$	$\zeta_R = P_R / P_k$ – коефицијент губитка снаге
унутрашњи степен корисности	$\eta_i = P_H / P_i = \eta_V \eta_R \eta_H$	
механички степен корисности	$\eta_m = P_i / P$	
степен корисности пумпе	$\eta = P_H / P = \eta_V \eta_R \eta_H \eta_m$	

### 13.6 РАДНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ПУМПИ И ВЕНТИЛАТОРА

Радне карактеристике пумпи и вентилатора одређују се испитивањима на стандардизованим постројењима. Неки од важећих међународних стандарда за испитивање пумпи су:

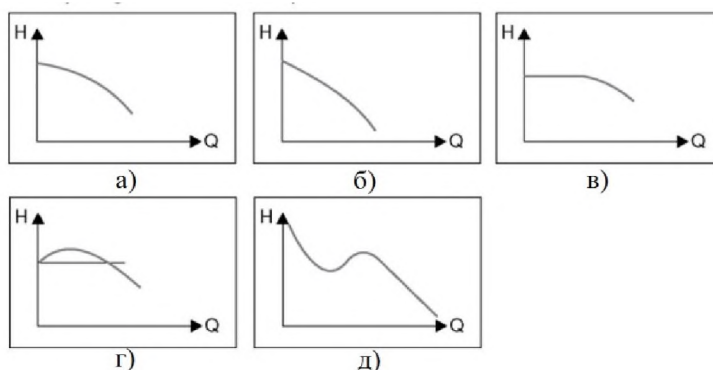
- SRPS EN ISO 9906:2013 (Ротодинамичке пумпе – Испитивање прихватљивости хидрауличких карактеристика – Степени 1, 2 и 3);
- SRPS EN ISO 5198:2009 (Центрифугалне, полуаксијалне и аксијалне пумпе – Код испитивања хидрауличких карактеристика – Класа високе тачности);
- ISO 4409:2007 (Hydraulic fluid power – Positive-displacement pumps, motors and integral transmissions – Methods of testing and presenting basic steady state performance);
- SRPS EN 16297-1:2013 "Пумпе – Ротодинамичке пумпе – Циркулационе пумпе без заптивача – Део 1: Општи захтеви и процедуре за испитивање";
- ISO 8426:2008 (Hydraulic fluid power – Positive displacement pumps and motors – Determination of derived capacity);
- SRPS EN IEC 60193:2009 (Хидрауличне турбине, акумулационе пумпе и пумпне турбине – Модел пријемних испитивања).

Резултат испитивања пумпи су експериментално добијене карактеристике. Јединични струјни рад  $Y$ , степен корисности  $\eta$ , снага  $P$  и кавитацијска резерва пумпе  $NPSE_p$  приказани су на следећој слици и они важе за једну брзину обртања  $n$ .



Слика 13.17 Радне карактеристике ("пасош") пумпе за једну брзину обртања ( $n$ )

Разни типови пумпних кривих приказани су на следећој слици.



**Слика 13.18** Различити типови радних карактеристика центрифугалних пумпи: а) постепен пораст; б) строма радна крива; в) положена радна крива; г) нестабилна крива и д) нестабилна крива у облику седла [13.8]

Дискусија погонске криве напора пумпе са лабилним делом карактеристике приказана је у [13.7], поглавље 4.6.

Произвођачи дају експериментално одређене радне карактеристике пумпи за воду на одређеној температури, па уколико је то потребно, прерачунавају се на карактеристике за рад са вискозном течношћу помоћу номограма. Међу најпознатијима је номограм дат у стандардима Хидрауличког института из САД. Пример прорачуна је дат у [13.7], поглавље 4.8.

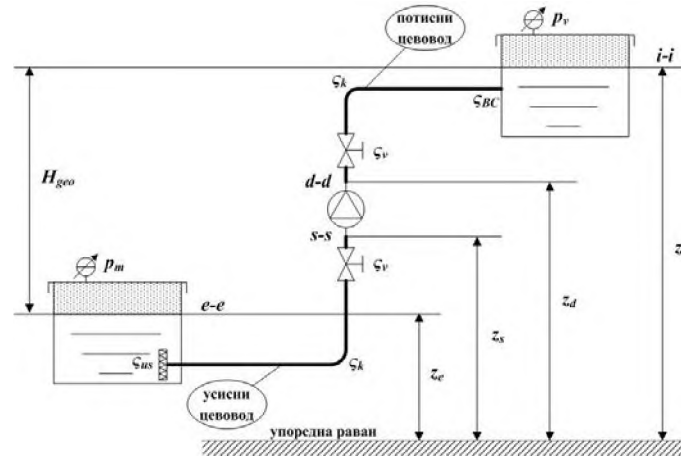
Губици у цевоводу, који настају услед турбулентног вихорног струјања, значајно су већи него при струјању са развијеним профилем турбулентног вихорног струјања [13.4, 13.9, 13.10]. При раду вентилатора, као и код пумпи, требало би избегавати радне тачке у области блиској нестабилном подручју. Наиме, управо због повећаних губитака при турбулентном вихорном струјању, радна тачка може доћи у нестабилно подручје. Овакав случај најчешће настаје када се уграђује вентилатор без закола, што је и данас чест случај у пракси [13.4, 13.9–13.11].

### 13.7 РАДНЕ КРИВЕ ЦЕВОВОДА

Овде неће бити разматрано математичко исходиште Бернулијевог интеграла (Daniel Bernoulli, 1700–1782), Дарсијево (Henry Philibert Gaspard Darcy, 1803–1858) и Вајзбахове (Julius Ludwig Weisbach, 1806–1871) формуле, већ се читаоци упућују на [13.12–13.15]. Оне ће бити коришћене у свом облику, који је у употреби у примењеној теорији квазиједнодимензијских струјања у хидрауличко–пнеуматским системима. Проширеној Бернулијевој једначини, за струјање вискозног флуида, за решавање струјних параметара придружује се и једначина континуитета.

Пумпа ради у постројењу приказаном на слици 13.19. Транспортује се течност (овде је то вода) из доњег (усисног) у горњи (потисни) резервоар. Претпоставка је да су

резервоари довољно велики и да се нивои течности у њима не мењају (језера, реке, бунари, велики резервоари и друго).



Слика 13.19 Пумпно постројење

Апсолутни притисак у усисном резервоару је  $p_e = p_a + p_m$ , где је  $p_a \equiv p_b$  атмосферски, тј. барометарски притисак, док је апсолутни притисак у потисном резервоару  $p_i = p_a - p_v$ . Дати су и нивои течности у усисном  $z_e$  и потисном  $z_i$  резервоару, као и ниво усисне  $z_s$  и потисне  $z_d$  прирубнице хидрауличке пумпе у односу на референтну (упоредну) раван. Геодезијска висина је  $H_{geo}$ .

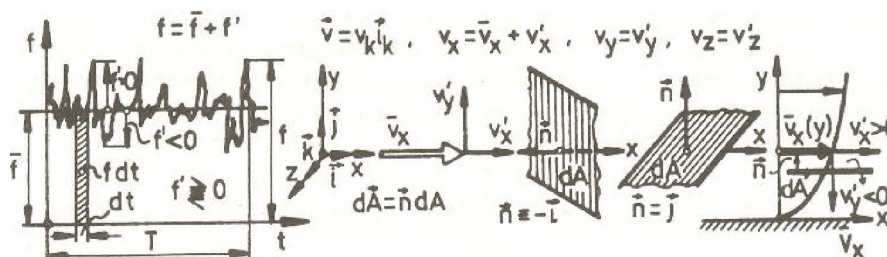
Бернулијева једначина важи дуж једне струјнице, односно струјне цеви, тако да проширена Бернулијева једначина за приказан прост ценовод гласи:

$$\underbrace{\frac{p_e}{\rho} + \frac{c_e^2}{2} + gz_e}_{\text{стање на почетку}} + \underbrace{Y}_{\text{додатна енергија}} = \underbrace{\frac{p_i}{\rho} + \frac{c_i^2}{2} + gz_i}_{\text{стање на крају}} + \underbrace{\frac{c^2}{2} (\zeta_{us} + \zeta_k + \zeta_v + \zeta_v + \zeta_k + \zeta_{BC})}_{\text{сума локалних губитака енергије}} + \underbrace{\frac{c^2}{2} \left( \lambda_s \frac{L_s}{D_s} + \lambda_d \frac{L_d}{D_d} \right)}_{\text{сума губитака енергије на трење}} \quad (13.19)$$

Брзине кретања течности у усисном  $c_e$  и потисном  $c_i$  резервоару, с обзиром на њихову величину, су доста мале, тако да се кинетичка енергија у оквиру стања на почетку и на крају, може занемарити.

Кориолисов коефицијент  $j$ -тог пресека струјне цеви  $\alpha_j$  представља однос стварне кинетичке енергије струјног тока и кинетичке енергије, која се израчунава на основу средње брзине струјања у  $j$ -том пресеку. Вредност Кориолисовог коефицијента зависи од расподеле стварне брзине у пресеку струјне цеви. За развијено турбулентно струјање у дугим правим цевима има вредност 1,01–1,12. За развијено ламинарно струјање Кориолисов коефицијент има вредност 2. На слици 13.20 приказане су

основе Рејнолдсове статистике, где је  $f$  – тренутна вредност физичке величине,  $\bar{f}$  – просечна временски осредњена вредност,  $f'$  – флукуација величине  $f$  и  $T$  – време осредњавања.



Слика 13.20 Турбулентно струјање, Рејнолдсова статистика [13.12]

Како направити поделу између ова два режима струјања и одлучити се за вредност Кориолисовог коефицијента?

За класификацију струјања узима се бездимензиона величина, која представља однос инерцијалних и вискозних сила и зове се Рејнолдсов број  $Re = cD/\nu$ . Ово је запис Рејнолдсовог броја за цеви са кружним попречним пресеком, где је  $c$  средња, односно брзина осредњена у времену и простору у случају турбулентног струјања,  $D$  унутрашњи пречник цевовода,  $\nu$  кинематичка вискозност флуида. Вредност од 2300 се назива критични Рејнолдсов број. За вредности мање од ове се узима да је струјање ламинарно, а за веће да је турбулентно. Сложена структура турбулентног струјања у улазном делу цеви приказана је на следећој слици.



Слика 13.21 Структура турбулентног струјања у почетном делу цеви [13.12]

У области потпуно развијеног турбулентног струјања очљиве су карактеристичне области вискозног подслоја, прелазне зоне и турбулентног језгра. Расподела брзине више није параболична, као у ламинарном струјању, па због униформности профила брзине Кориолисов број у случају турбулентног струјања има приближно вредност 1. У наставку се даје пример прорачуна Рејнолдсовог броја и одређивање режима струјања. У оквиру водоводних система уобичајена је средња брзина до 2 m/s.

Узмимо да је унутрашњи пречник цевовода 0,2 m, а кинематичка вискозност воде на радној температури  $1,06 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ . Тада је вредност Рејнолдсовог броја

$$\text{Re} = \frac{cD}{\nu} = \frac{2 \cdot 0,2}{1,06 \cdot 10^{-6}} = 337\,358,5 \quad (13.20)$$

што је далеко веће од критичне вредности, на основу чега се закључује да је струјање турбулентно.

Усвајајући да је апсолутна храпавост цеви  $\delta = 0,15 \text{ mm}$ , добија се релативна храпавост  $\delta/D = 0,00075$ . Даље следи да је

$$\frac{23}{\delta} = \frac{23}{0,00075} = 30\,666,67 < 337\,358,5 < \frac{560}{\delta} = \frac{560}{0,00075} = 746\,666,67 \quad (13.21)$$

У овом случају се турбулентно струјање посматра као струјање у хидраулички храпавој цеви. На овом месту би било интересантно прорачунати и дебљину граничног слоја, али то неће бити учињено с обзиром на обим градива који се овде излаже.

Из претходног примера се види да је турбулентни режим струјања уобичајен за струјање у пумпним системима са водом, тако да се у прорачунима вредност Кориолисовог коефицијента узима да је приближно 1. Тако се “избегавати” запис овог коефицијента у проширеној Бернулијевој једначини за вискозан флуид.

Губици енергије у квазиједнодимензијском струјању вискозног флуида могу настати услед трења флуида о граничне површи (унутрашњи зид цеви) или услед постојања неког хидрауличког елемента, типа колена, вентил, рачва, нагло проширење/сужење, усисна корпа и сл., где се енергија дисипира кроз јако сложене струјне процесе.

Губици првог типа се зову губици на трење или успутни губици иако би овај други назив требало избегавати због тога што сви губици, гледано са стране флуида и његовог кретања кроз инсталацију, представљају успутне губитке. Димензијском анализом добијен је израз за губитак механичке енергије услед трења, познатији као Дарсијев образац који за цев кружног попречног пресека гласи

$$Y_{gub,tr} = \lambda L c^2 / (2D), \quad (13.22)$$

где је  $\lambda$  коефицијент хидрауличког отпора трења, који се одређује из Мудијевог (Moody) дијаграма и, у општем случају, зависи од режима струјања, односно Рејнолдсовог броја и стања “храпавости” унутрашњег зида цеви. Егзактно решење за коефицијент трења постоји само у случају ламинарног струјања. За случај цеви са кружним попречним пресеком оно гласи  $\lambda = 64/\text{Re}$ . За случај турбулентног струјања, које је добијено у примеру прорачуна Рејнолдсовог броја, рачунао би се помоћу формула Алтшула или Колбрук–Вајта [13.12, 13.14]. У овом примеру коефицијент трења је исти у усисној и потисној деоници, односно  $\lambda_s = \lambda_d = \lambda$ . Губици другог типа се називају локални губици. Они су једнаки производу одговарајуће кинетичке енергије и коефицијента локалног отпора (у хидраулици често ословљаваној као Вајзбахова

формула), који представља коефицијент пропорционалности и обележава се са грчим словом  $\zeta$  са одговарајућим индексом за локални губитак. Њихова вредност зависи од режима струјања, односно величине Рејнолдсовог броја и геометријског облика локалног отпора. Углавном се одређују експерименталним путем. Губитак струјне енергије код наглог проширења цевовода назива се губитак Борда–Карно (Borda–Carnot). Он може, увођењем извесних претпоставки, теоријски да се изведе:  $Y_{gub.,BC} = (c_1 - c_2)^2 / 2$ , где  $c_1$  представља брзину пред проширењем, а  $c_2$  брзину после проширења. Код уласка цевовода у потисни резервоар може се узети да је  $c_2 \cong 0$ , одакле следи да је вредност локалног отпора за овај случај  $\zeta_{BC} = 1$ . Сви други коефицијенти локалних отпора одређују се експерименталним путем и добијају се или од произвођача, нпр. вентила или неке друге арматуре, или из приручника. Тако су:  $\zeta_{us}$  коефицијент локалног отпора на усисној корпи, који много зависи од саме геометрије, па самим тим и од нивоа чистоће решетке;  $\zeta_k$  коефицијент локалног губитка енергије у колену;  $\zeta_v$  коефицијент локалног губитка енергије у вентилу. Овде су усисни и потисни цевовод истог унутрашњег пречника, тако да је иста средња просечна брзина дуж њега. Средња брзина се рачуна на основу запреминског протока кроз постројење и површине проточног пресека, односно

$$c = Q/A = 4Q/(D^2\pi) \quad (13.23)$$

Уврштавањем свих разматраних величина у проширену Бернулијеву једначину за прост цевовод приказан на слици 13.19, добија се:

$$Y = -\frac{P_v + P_m}{\rho} + gH_{geo} + \frac{8}{D^4\pi^2} \left( \sum_{i=1}^6 \zeta_i + \lambda \frac{L_s + L_d}{D} \right) Q^2 = \underbrace{-\frac{P_v + P_m}{\rho} + gH_{geo} + mQ^2}_{Y_A} \quad (13.24)$$

где је  $Y_A$  напор постројења, док је

$$m = 8 \left( \sum_{i=1}^6 \zeta_i + \lambda (L_s + L_d) / D \right) / (D^4\pi^2) \quad (13.25)$$

коефицијент отпора цевовода.

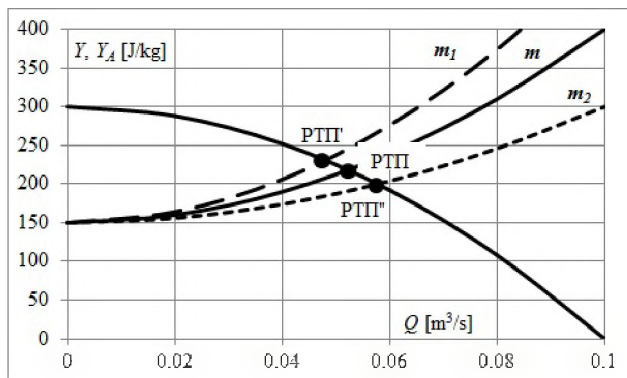
Из једначине (13.24) се закључује да се приликом рада пумпа и цевовод налазе у динамичкој равнотежи, тако да је

$$Y = Y_A \quad (13.26)$$

Ово је уједно и дефиниција напора пумпе према траси постројења.

Крива цевовода, као што се види из једначине (13.24), представља квадратну параболу (сл. 13.22)

$$Y_A = -\frac{P_v + P_m}{\rho} + gH_{geo} + mQ^2 \quad (13.27)$$



Слика 13.22 Спрега пумпе и цевовода. Регулација пригушивањем

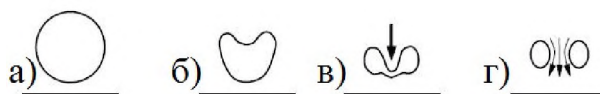
Мењањем коефицијента отпора  $m$ , мења се и нагиб криве  $Y_A$  (сл. 13.22). Коефицијент отпора цевовода ( $m$ ) се мења интервенцијом на цевоводу, на пример затварањем вентила на потису пумпе, када се добија коефицијент отпора  $m_1$  или отварањем вентила када се добија  $m_2$ , односно  $m_1 > m > m_2$ .

Сада се може одредити радна тачка пумпе (РТП), која се налази у пресеку задате радне криве пумпе и израчунате криве цевовода. Одавде се одређују проток, напор, кавитацијска резерва пумпе, степен корисности и снага пумпе.

### 13.8 КАВИТАЦИЈА

Рејнолдс (Osborne Reynolds, 1842–1912) је међу првима, према извору [13.16], покушавао да објасни појаву кавитације на бродским пропелерима. Парсонс (Sir Charles Algernon Parsons, 1854–1931) је први обавио експерименте у вези са кавитацијом. Реч "кавитација" предложио је Фруд (William Froude, 1810–1879) [13.16].

Формирани мехури у близини зида имплодирају асиметрично као што је то приказано на следећој слици.

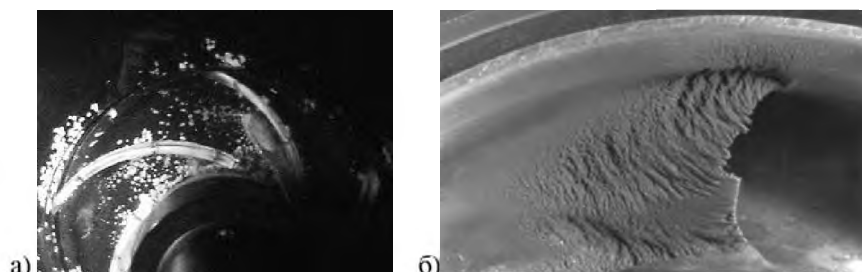


Слика 13.23 Имплозија мехура у близини зида: а) изглед мехура на почетку;

б) увлачење; в и г) формирање млаза ("microjet") [13.16]

Формира се оштри микро млаз који удара о зид. Бројне имплозије временом доводе до оштећења обртног кола. "Гаранција произвођача пумпе се уобичајено даје за период од три до пет година или 40000 до 50000 часова рада обртног кола, тако да су оштећења изазвана кавитацијом у директној вези са животним веком пумпе" [13.17]. Кавитација и оштећења од кавитације на обртним колима центрифугалних пумпи приказана су на следећим сликама.





Слика 13.24 а) Ротирајућа кавитација у центрифугалној пумпи и б) оштећења услед кавитације у центрифугалној пумпи [13.17].

"Погонска тачка неке ротодинамичке пумпе може бити трајна погонска тачка само ако је тотална струјна енергија постројења на неком дефинисаном месту на улазу пумпе већа него што се то из кавитацијских разлога захтева" [13.7]. Уводи се кавитацијска резерва пумпе  $NPSH_p$  (net positive suction head), односно  $NPSE_p$  (net positive suction energy pump), које стоје у односу

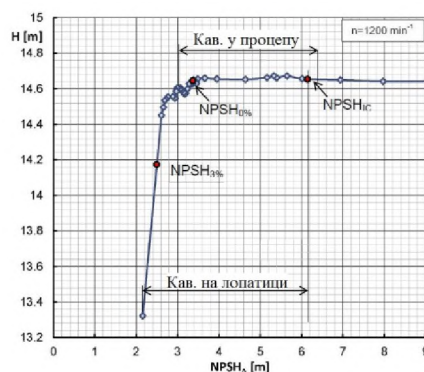
$$NPSH_p = NPSE_p/g \quad (13.28)$$

Кавитацијска резерва пумпе се експериментално одређује приликом кавитацијских испитивања пумпе.

Са друге стране, пројектант израчунава кавитацијску резерву постројења (net positive suction head available)  $NPSH_A$ , односно  $NPSE_A$ . Користе се и други  $NPSH$  критеријуми и то за почетну кавитацију ( $NPSH_{IC}$ ), критичну кавитацију ( $NPSH_{0\%}$ , где је  $\Delta H=0$ ) и стадијум тропроцентног пада напора ( $NPSH_{3\%}$ ), који је и најчешће коришћени критеријум за стандардне пумпе и у ствари је  $NPSH_p = NPSH_{3\%}$ . Након ове вредности наступа тотална кавитација. На слици 13.25 приказани су експериментални резултати кавитацијских испитивања и видљиви су сви набројани стадијуми кавитације.

Кавитацијска резерва пумпног постројења одређује се као

$$NPSE_A = (p_{tot,s} - p_D)/\rho \quad (13.29)$$



Слика 13.25 Стадијуми кавитације добијени експерименталним испитивањима за константан проток и брзину обртања назначену на дијаграму [13.17]

где је  $p_{tot,s}$  тотални притисак на усису пумпе,  $p_D$  притисак паре у тачки засићења и  $\rho$  густина течности на радној температури. Тотални притисак на улазу пумпе израчунава се на основу проширене Бернулијеве једначине. На основу израза за кавитацијску резерву постројења и ознака на слици 13.19, добија се:

$$NPSE_A = \frac{p_e - p_D}{\rho} - gH_{sgeo} - m_s Q^2 \quad [\text{J / kg}] \quad (13.30)$$

где је  $p_e = p_a + p_m$  апсолутни притисак у усисном резервоару,  $H_{sgeo} = z_s - z_e$  геодезијска висина постављања пумпе (одређује се према стандарду у зависности од типа обртног кола) и  $m_s$  коефицијент отпора усисне деонице. Добијена вредност се упоређује са кавитацијском резервом пумпе. Пожељно је да пумпа ради у области  $NPSE_A > NPSE_p$ . Међутим, свакако би требало имати на уму да пумпа не би требало да ради са веома малим протоцима. Максимална геодезијска висина постављања пумпе у односу на ниво течности у усисном резервоару одређује се из једнакости  $NPSE_A = NPSE_p$ .

### 13.9 СПРЕЗАЊЕ И РЕГУЛАЦИЈА РАДА ПУМПИ И ВЕНТИЛАТОРА

Регулисање рада пумпи и вентилатора може се обавити на следеће начине:

1. вентилима;
2. укључивањем/искључивањем редне и паралелне спреге;
3. опточним водом или бајпасом;
4. променом брзине обртања ( $n$ );
5. закретањем лопатица кола;
6. претколом (контролом предротације на улазу у обртно коло);
7. трајна регулација – подсецањем лопатица обртног кола и профилисањем излазне ивице обртног кола.

#### 13.9.1 Примена вентила у регулацији рада пумпи и вентилатора

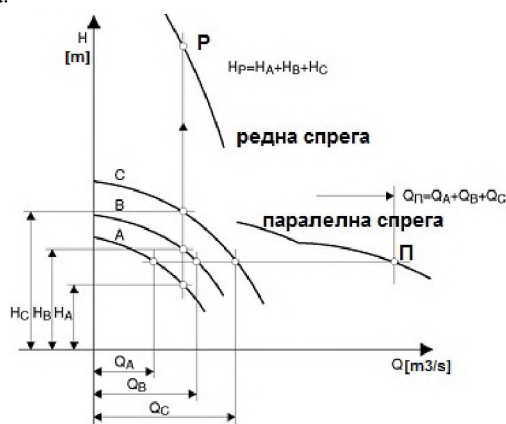
Регулација помоћу вентила обавља се на потисном цевоводу и препоручује само за краткотрајне промене протока. Постигнуте радне тачке пумпе, за различите положаје вентила, приказане су на слици 13.22.

#### 13.9.2 Паралелна и редна спрега машина

У системима са различитим техничким захтевима, често је пожељније да ради неколико мањих пумпи, уместо једне велике. На овај начин се може обезбедити рад пумпи у подручју са високим степеном корисности, односно обезбеђују се услови за бољу енергетску ефикасност целог постројења.

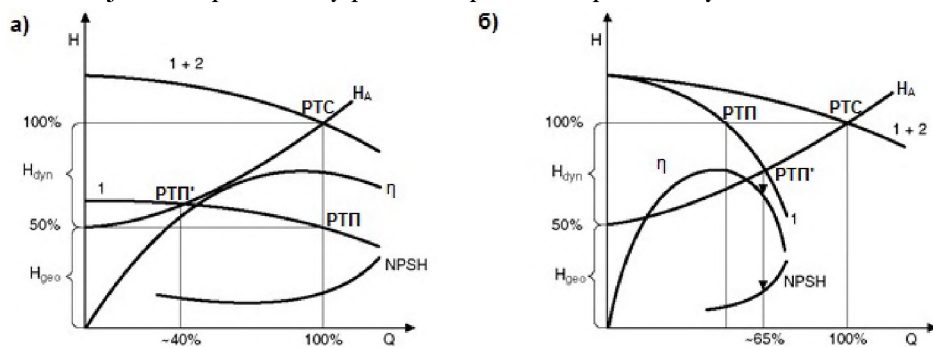
Паралелна и редна спрега различитих пумпи је приказана на слици 13.26 [13.8]. Једна од тачака редне спреге све три различите пумпе приказана је са тачком Р, чији је напор  $H_P = H_A + H_B + H_C$ , док је проток произвољне тачке П на кривој која представља паралелну спрегу три различите радне карактеристике пумпи:  $Q_{II} = Q_A + Q_B + Q_C$ .

Све три пумпе раде са истим протоком у случају редне спреге, али са различитим напорима, док је у случају паралелне спреге обрнуто. На слици 13.26 приказани су стабилни делови радних кривих пумпи. Треба имати на уму да спрезање пумпи различитих карактеристика може довести до проблема стабилности у систему. Потребно је обезбедити да свака пумпа ради у оптималном радном режиму зарад што боље енергетске ефикасности целог система. У експлоатацији би требало обратити пажњу да радни режими пумпи морају да буду у складу са кавитацијском резервом пумпе и постројења.



Слика 13.26 Редна и паралелна спрега радних карактеристика пумпи [13.8]

На следећој слици приказане су редна и паралелна спрега две пумпе.



Слика 13.27 а) Редна и б) паралелна спрега пумпи [13.8]

Редна спрега пумпи у случају  $H_{geo} \geq H_{dyn}$ , тзв. "статичког" система није пожељна јер треба обратити пажњу да ли се искључивањем једне пумпе може постићи технички захтев. Наиме, у паралелној спрези, једна пумпа може остварити свега око нпр. 40% од протока у спрези (РТП'), тј. у РТС (радна тачка система), односно радној тачки пумпе (РТП) (сл. 13.27а). Такође је уочљиво и да је степен корисности пумпе  $\eta$  за

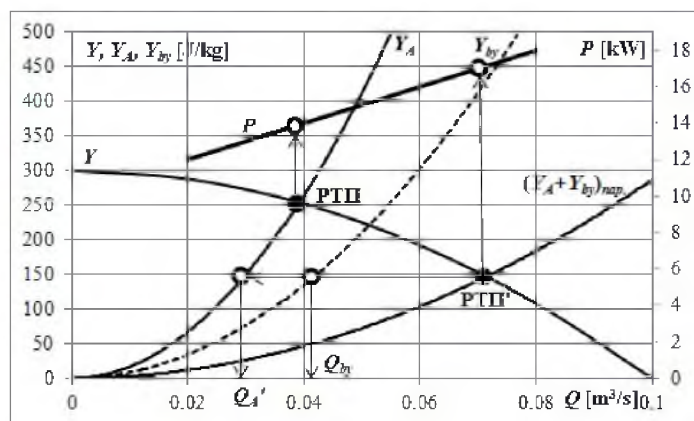
тачку РТП' знатно нижи него за тачку РТП. У случају паралелне спреге приказана је боља ситуација (сл. 13.27б).

На слици 13.27 се истиче и проблем кавитацијске резерве пумпе у случају прве и друге спреге. Наиме, анализира се да ли је кавитацијска резерва постројења већа од кавитацијске резерве пумпе, како не би дошло до кавитације.

Код рада пумпи у редној спреси, истиче се и проблем заптивача и кућишта код низводне пумпе, која ради са већим притисцима. За случај  $H_{geo} < H_{dyn}$  је повољнија редна спрега пумпи.

### 13.9.3 Примена опточног вода

Регулација опточним водом приказана је на слици 13.28. Након укључивања опточног вода пумпа ради у тачки РТП'. Настала је паралелна спрега цевовода ( $Q_A + Q_{by} = Q'$ ), тако да је сада смањен проток према потрошачу ( $Q_A' < Q_A$ ), али је уједно већи проток кроз пумпу ( $Q' > Q$ ) (сл. 13.28).



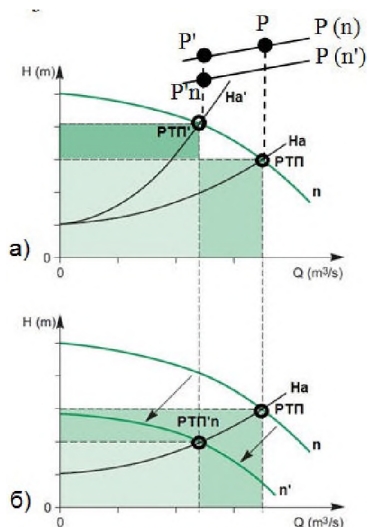
Слика 13.28 Регулација применом опчног вода (бајпаса)

На овај начин се може остварити фина регулација протока према потрошачу. Овакав начин регулације доводи до повећања снаге у случају центрифугалних пумпи (сл. 13.28), тако да се регулација опточним водом (бајпасом) примењује код брзоходних пумпи, посебно аксијалних.

### 13.9.4 Регулација променом брзине обртања

Регулација променом брзине обртања се данас, као најефикасније средство, обилно користи, посебно у системима који захтевају велику флексибилност где се инвестиције брже отплате. Поред уштеде енергије, регулација променом брзине обртања, утиче на повећање флексибилности система и у другом смислу, као што су хидраулични удар, проблем кавитације, упуштање пумпе/вентилатора/компресора у рад (тзв. "soft start"), као и њихово искључивање. На овај начин се продужава радни век опреме. Могуће је прецизно подесити жељене радне параметре система.

На слици 13.29а дата је једна радна крива пумпе (за брзину обртања пумпе  $n$ ), а два различита цевовода ( $H_a$  и  $H_a'$ ). Почетна радна тачка пумпе (РТП) налази се у пресеку радне криве пумпе за брзину обртања  $n$  и криве цевовода  $H_a$ . Њој одговара снага  $P$  обележена на кривој снаге пумпе  $P(n)$  (сл. 13.29а). На слици 13.29б дате су радне криве пумпе за две различите брзине обртања пумпе ( $n$  и  $n'$ ) и крива цевовода ( $H_a$ ). Новој радној тачки пумпе, након затварања вентила (РТП'), одговара снага  $P'$  која је већа од снаге  $P'n$ , која одговара новој радној тачки пумпе (РТП'н) након смањења брзине обртања са  $n$  на  $n'$ . Уочљива је уштеда у снази, као и троугао уштеде у снази са теменима  $P$ ,  $P'$  и  $P'n$ .



Слика 13.29 Упоређивање начина регулације а) затварањем вентила и б) променом брзине обртања

На овај начин могу се остварити значајне уштеде у снази, нарочито када се променом брзине обртања пумпе тежи оптималној радној тачки. На слици 13.29 су осенчени правоугаоници, чија површина представља хидрауличку снагу за одговарајући радни режим, односно тачније  $P_H/(\rho g)$ . Опажа се да се за остварење техничког задатка смањења протока, најмање хидрауличке снаге преда флуиду у случају регулације променом брзине обртања.

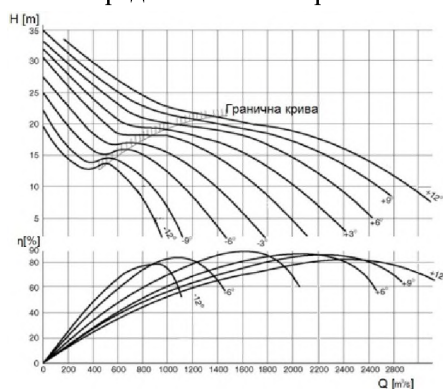
Постројења са, на пример, три паралелно спрегнуте пумпе имају обично једну пумпу са променљивом брзином обртања, а остале раде на фиксној брзини обртања. На овај начин се добија флексибилност у раду и прекривање целе области рада. Овакав систем смањује број стартова и гашења пумпи спречавањем великих флукуација у протоку и притиску које настају приликом покретања или заустављања пумпи са једном брзином обртања. На овај начин се смањује хабање мотора. Уједно се смањују бука и вибрације. Радом са мањом брзином обртања продужава се и радни век

обртног кола. Према подацима из индустрије [13.18], рад машина изван тачке са максималним степеном корисности умањује радни век лежајева и заптивача.

Променом брзине обртања, мењају се све радне карактеристике и то  $Q-H$  крива, снага и кавитацијска резерва пумпе. За одређивање нове радне тачке пумпе користи се закон сличности, али се због ограничења материје књиге то овде не разматра, већ се читаоци упућују на литературне изворе [13.7, 13.15, 13.19].

### 13.9.5 Регулација закретањем лопатица кола

За аксијалне и брзоходе дијагоналне пумпе регулација закретањем лопатица обртног кола око сопствене осе која је управна на осу обртања, може обезбедити најекономичнији начин регулације у широком дијапазону захтеваних протока. На слици 13.30 приказане су радне карактеристике пумпе и то напор и степен корисности за различите углове лопатица, али при истој брзини обртања. Рад аксијалних пумпи при мањим протоцима залази у нестабилни део криве, који се избегава издвајањем дозвољене радне области са граничном кривом (сл. 13.30).



Слика 13.30 Радне карактеристике (напор и степен корисности) пумпе за различите углове лопатица, а исту брзину обртања [13.8]

### 13.9.6 Регулација претколом

Предротација или вихор на улазу у обртно коло подразумева значајну обимску компоненту брзине на улазу, што утиче на размењену енергију у колу, сагласно Ојлеровој једначини за турбомашине (једначина (13.15)). Претколо се може користити за било који тип пумпи, али ефекти на радне карактеристике постају значајнији са повећањем брзоходности машине, па се регулација претколом најчешће примењује код дијагоналних и аксијалних турбомашина. У овом случају степен корисности опада много брже изван оптимума него у случају регулације лопатицама обртног кола. С обзиром да је претколо на усисној страни пумпе, овакав начин регулације је много осетљивији на проблем кавитације, па је и опсег регулације мањи него при регулацији са лопатицама обртног кола.

### 13.9.7 Регулисање подсецањем лопатица обртног кола

Регулисање подсецањем лопатица, као и обликовањем излазне ивице лопатица је трајни вид регулације, али са већом уштедом него регулисањем вентилом у потисном цевоводу. Уколико је проток, који се тражи у систему, стално мањи од оптималног протока пумпе, и ако се не може применити регулација променом брзине обртања, може се применити трајни вид регулације одсецањем лопатица обртног кола, односно смањењем излазног пречника кола  $D_2$ . У случају обртних кола са спиралним кућиштем модификују се и предњи и задњи диск на нови пречник  $D_2'$ . Смањењем излазног пречника кола, мењају се и излазна ширина кола  $b_2$ , излазни угао лопатице  $\beta_2$  и дужина лопатице. Ефекти промене зависе од специфичне брзине обртања, тако да се, према [13.8], могу извести само апроксимативни закључци у вези са утицајем смањења излазног пречника  $D_2$  кола на радне карактеристике пумпе. Промена геометрије је могућа профилисањем излазне ивице обртног кола и променом излазног угла лопатице, али се због ограничења материје књиге то овде не разматра.

### 13.10 МЕРЕ ЗА УШТЕДУ ЕНЕРГИЈЕ

Пумпе и вентилатори су велики потрошачи енергије и требало би обратити пажњу на следеће [13.20]:

- превелике, неодговарајуће моторе;
- превелику брзину обртања вентилатора;
- превелики отпор система (запушене филтере, заглављене регулаторе протока);
- променљива оптерећења, неодговарајућу употребу вентила и регулатора протока (улазна или излазна страна);
- погоне са променљивом брзином;
- цурење процесних течности и гасова, цурење на заптивкама вратила;
- испуштање паре из парних турбина.

Такође, вентилатори и вентилација се разматрају и у оквиру климатизације на следећи начин:

- вентилација изван радног времена (осим користи од бесплатног хлађења);
- радни режими хладњака клима уређаја, расхладних торњева, итд., у односу на спољне услове. Обратити пажњу на прекомеран рад или често циклично укључивање/искључивање;
- непостојање временске контроле, прекомерни сати рада или ризик прекорачивања временског плана;
- превише ниско утврђена граница хлађења (рецимо, испод  $22^{\circ}\text{C}$ );
- мраз на цевима и опреми;
- потенцијал за рецикулацију ваздуха није искоришћен;
- неизолирани доводни канали;
- блокирани филтери, испрљане спирале испаривача или хладњака;

- ризик да се врата и прозори оставе отвореним, отвори у конструкцији објекта или неки други инфилтрациони путеви. Ризик од размене ваздуха са просторима који се не расхлађују;
- електрични апарати (нпр. монитори компјутера) и осветљење које је непотребно укључено;
- ризик истовременог грејања и хлађења.

Пумпе и вентилатори се налазе и у оквиру бројних фабричких система, па би на анализу њиховог рада требало обратити пажњу.

Предлаже се следећа листа за проверу побољшања енергетске ефикасности у системима индустријске енергетике и то за вентилаторе, а у складу са активностима које су предложене за дуваљке у поглављу 12.8:

- користити профилисане уводнике;
- смањити ремећење флуидне струје на улазу и излазу из машине;
- чистити исправљаче флуидне струје и филтере регуларно;
- користити каишне преноснике са малим проклизавањем или без проклизавања.
- користити аеродинамички профилисане лопатице вентилатора;
- смањити брзину обртања вентилатора;
- користити каишне преноснике са малим проклизавањем или пљоснате каишнике;
- редовно проверавати затегнутост каишних преносника;
- елиминисати изменљиве ременице (проверити прво да ли је то изводљиво);
- користити регулаторе брзине обртања за велике варијације оптерећења вентилатора;
- користити енергетски ефикасне моторе за континуални или приближно континуалан рад;
- елиминисати процуривања на цевоводу;
- смањити број колена у цевововоду;
- искључити вентилаторе када нису потребни.

За пумпе је наведена следећа контролна листа:

- обезбедити рад пумпе у области оптималног режима рада;
- избегавати регулисање пригушивањем;
- повећати флексибилност система уградњом система за регулисање брзине обртања;
- престати са погоном обе пумпе када то није неопходно – додати аутоstart или бустер пумпу у проблематичним областима рада.
- користити бустер пумпе за оптерећења која захтевају велике притиске;
- контролисати и одржавати заптиваче;
- балансирати систем како би се смањили протоци и редуковали захтеви за снагом;
- користити сифонски ефекат за унапређење рада система: не користити пумпу уколико постоји деоница са гравитационим повратом.



### 13.11 ПРИМЕРИ

#### Пример 13.1 [13.19]

При истој брзини обртања  $n = 1450 \text{ min}^{-1}$ , радијалне пумпе I и II са карактеристикама

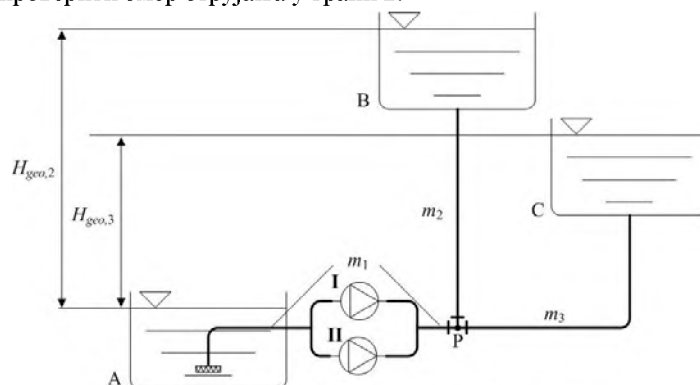
$$Y_I = 500 - 2000Q^2, \quad \eta_I = 600Q(1 - 2Q),$$

$$Y_{II} = 320 - 2000Q^2, \quad \eta_{II} = 600Q(1 - 2,5Q),$$

$$NPSE_{p,II} = 40 + 200Q^2, \quad (Q[\text{m}^3/\text{s}], \eta[\%]), \quad (13.31)$$

раде са водом у постројењу приказаном на слици 13.31. Геодезијске висине:  $H_{geo,2} = 10\text{m}$ ,  $H_{geo,3} = 8\text{m}$ , док су коефицијенти карактеристика отпора изражени у јединицама  $[(\text{J/kg})/(\text{m}^3/\text{s})^2]$ :  $m_1 = 300$ ,  $m_2 = 560$ ,  $m_3 = 500$ .

Одредити протоке у свим цевоводима и снагу пумпи I и II у радним тачкама. Претходно проверити смер струјања у грани 2.



Слика 13.31 Скица постројења

#### Решење

##### 1 Постављање референтне равни

За овај случај слободни ниво течности у усисном резервоару А ће се поклопити са референтном равни јер су обе геодезијске висине дате у односу на ту раван.

##### 2 Смештање рачве

Рачву Р “смештамо” на ниво референтне равни.

##### 3 Запис једначина напора цевовода

Смер струјања у деоницама 1 и 3 је одређен, јер је у цевоводу 1 диктиран пумпама (од резервоара А према рачви Р), а с обзиром да је резервоар С на мањој висини од резервоара В, смер струјања у деоници 3 је од рачве Р према резервоару С.

Једначине напора цевовода су

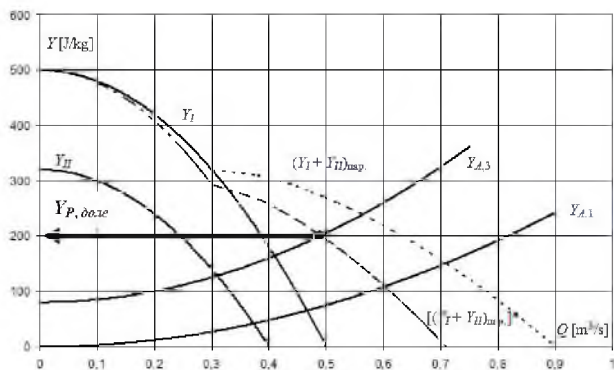
$$\begin{aligned}
 Y_{A,1} &= g(0-0) + m_1 Q^2 = m_1 Q^2 = 300 Q^2, \\
 Y_{A,2} &= gH_{geo,2} \pm m_2 Q^2 \approx 100 \pm 560 Q^2, \\
 Y_{A,3} &= g(H_{geo,3} - 0) + m_3 Q^2 = gH_{geo,3} + m_3 Q^2 \approx 80 + 500 Q^2.
 \end{aligned}
 \tag{13.32}$$

Знак се у деоници 2 одређује након одређивања смера струјања.

Напомена: Због лакшег цртања дијаграма усваја се да је убрзање силе Земљине теже  $g \approx 10 \text{ m/s}^2$ .

#### 4 Одређивање смера струјања у цевоводу 2

Замислити да је прекинута веза цевовода 2 и остатка система, привременим „одсецањем“ деонице 2. Наиме, треба замислити да је на месту споја цевовода 2 и рачве Р постављена „blind (слепа)“ прирубница (фланша). На тај начин је добијен цевовод 2 у коме вода стоји и прост цевовод (пумпа са гранама 1 и 3). Значи, нема струјања у цевоводу 2. Сада се испитује напор са једне и друге стране замишљене „преградне плоче“. У зависности од тога где је енергија већа изнад плоче, односно горе ( $Y_{P,горе} = gH_{geo,2} \approx 100 \text{ J/kg}$ ) или испод плоче, односно доле, одређује се смер струјања, наравно од тачке са већом енергијом према тачки са мањом енергијом. Са доње стране влада напор у рачви, који представља напор паралелне спреге две пумпе редукован за губитке у деоници 1, у којој је спрега „физички“ смештена. Одређује се у пресеку редуковане паралелне спреге кривих напора две пумпе и криве напора цевовода 3.



Слика 13.32 Одређивање смера струјања у деоници 2, односно  $Y_{P,доле}$

Са претходног дијаграма види се да је  $Y_{P,доле} \approx 200 \text{ J/kg} > Y_{P,горе} \approx 100 \text{ J/kg}$ . Дакле, смер струјања у цевној деоници 2 је, када се замишљена преграда уклони, од рачве Р према резервоару В. Дакле, цевовод 2 је обичан цевовод и има једначину

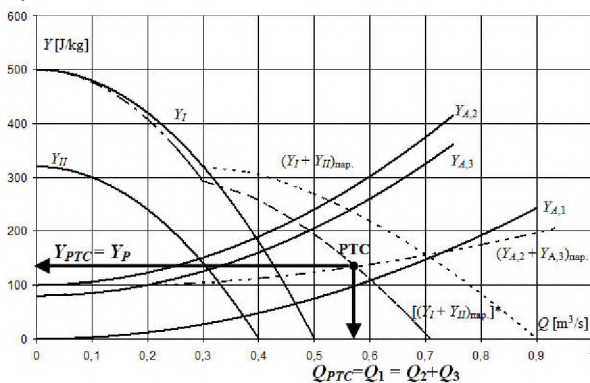
$$Y_{A,2} = gH_{geo,2} + m_2 Q^2 \approx 100 + 560 Q^2.
 \tag{13.33}$$

### 5 Одређивање радне тачке система

Сада се систем посматра, поново, у целости. То је сложен ценовод и за његово решавање се мора користити и једначина континуитета, која ће се писати за рачву Р

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 \quad (13.34)$$

Из претходне релације се закључује да само редукована крива напора паралелне спреге две пумпе ( $[(Y_I + Y_{II})_{\text{пар.}}]^*$ ) представља „произвођача” који уноси проток у рачву. Следи да паралелна спрега ценовода 2 и 3, према једначини континуитета за рачву Р, симболизује „потрошача” јер узима проток из рачве Р. Радна тачка система (РТС) налази се у пресеку произвођача и потрошача. Уједно, добијени напор представља и енергију у рачви Р. Одређивање радне тачке система приказано је на следећем дијаграму.

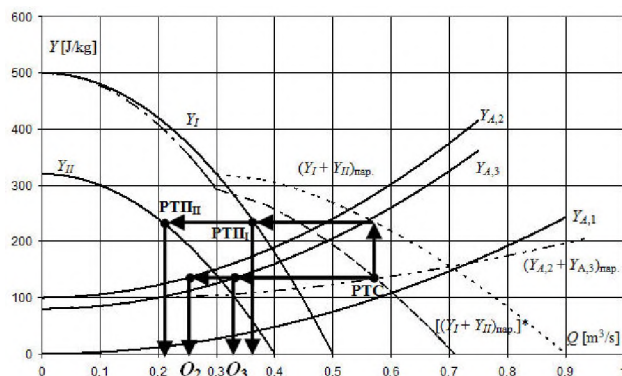


Слика 13.33 Одређивање радне тачке система (РТС)

Радна тачка система има параметре: напор (енергију) у рачви и укупни проток кроз рачву. Две криве које се секу у РТС–а, произвођач и потрошач, морале би да обухвате све елементе постројења (ценоводе, резервоаре, пумпе, и друго). Уколико то није случај, задатак није правилно урађен. Значи РТС представља крајњи домет после кога нема више спрезања радних кривих, али не и сам циљ читавог прорачуна ценовода. Циљ прорачуна је одређивање радних тачака пумпи.

### 6 Одређивање радне тачке пумпе и протока кроз ценоводе 1 и 2

Из радне тачке система не може се директно вратити на изворну криву напора пумпи јер је она, тек модификована, као редукована паралелна спрега кривих напора, учествовала у формирању радне тачке система (РТС). Дакле, са криве произвођача из РТС–а враћа се редно (“редно сабирање”), односно вертикално навише до криве паралелне спреге пумпи. Одатле се „паралелним одузимањем”, односно хоризонтално улево, враћа на појединачне криве напора пумпи, где се налазе радне тачке пумпи I и II (сл. 13.34).



Слика 13.34 Одређивање радне тачке пумпи I и II и протока кроз све цевне деонице

Из претходног дијаграма се могу прочитати следећи тражени подаци:  $Q_I \approx 0,363 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $Q_{II} \approx 0,212 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $Q_2 \approx 0,25 \text{ l/s}$ ,  $Q_3 \approx 0,325 \text{ m}^3/\text{s}$  и  $Q_1 \approx 0,575 \text{ m}^3/\text{s}$ .

### Провера

Једначина континуитета за рачву P (13.34) служи као провера ваљаности очитавања вредности протока из претходног дијаграма. Одређивање и очитавање вредности протока извршено је на ваљан начин с обзиром да је задовољена релација

$$Q_1 = 0,575 \text{ m}^3/\text{s} = Q_I + Q_{II} = Q_2 + Q_3. \quad (13.35)$$

### 7 Одређивање снаге пумпе

Снага пумпе одређује се на основу израза

$$P[\text{kW}] = \frac{\rho Q_{P_{II}} Y_{P_{II}}}{\eta_{P_{II}} 10^3} \quad (13.36)$$

Подсећање, још једном, да се у претходном изразу запремински проток уноси у  $[\text{m}^3/\text{s}]$ , а вредност степена корисности у децималном запису. Значи, водити рачуна да се вредности очитане из дијаграма прикажу у одговарајућим јединицама. У оквиру овог задатка густина воде је  $1000 \text{ kg}/\text{m}^3$ .

Крива степена корисности је задата аналитичким изразом, тако да се вредност добија заменом вредности протока кроз пумпу у израз за степен корисности. Радна тачка пумпе I је  $(Q_I = 0,363 \text{ m}^3/\text{s}, Y_I \approx 235 \text{ J}/\text{kg})$ , док радна тачка пумпе II има параметре  $(Q_{II} = 0,212 \text{ m}^3/\text{s}, Y_{II} \approx 235 \text{ J}/\text{kg})$ . Одговарајући степени корисности су скоро исти и износе  $\eta_I = 59,68\%$ ,  $\eta_{II} = 59,78\%$ . На основу кривих степена корисности, које су задате аналитички због боље читљивости дијаграма, пумпа I ради у режиму који има степен корисности значајно мањи од оптималног, док друга пумпа ради у оптимуму. Сада се могу одредити снаге са којом раде пумпе

$$P_I = \frac{10^3 \cdot 0,363 \cdot 235}{0,5968 \cdot 10^3} = 142,94 \text{ kW}, P_{II} = \frac{10^3 \cdot 0,212 \cdot 235}{0,5978 \cdot 10^3} = 83,34 \text{ kW} \quad (13.37)$$

Види се да су вредности снага са којима раде пумпе доста велике.

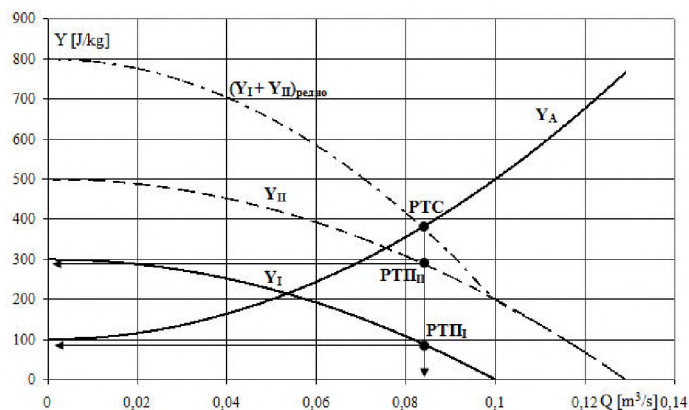
Степен корисности паралелне везе ове две пумпе се израчунава због процене рада целог постројења

$$\eta = Q/(Q_I/\eta_I + Q_{II}/\eta_{II}) = 0,575/(0,363/0,5968 + 0,212/0,5978) \approx 0,5972, \quad (13.38)$$

односно  $\eta = 59,72\%$ . Дакле, степен корисности паралелне спреге пумпи има скоро исту вредност као и све пумпе појединачно и то због једнакости степена корисности са којим оне раде. Ово не важи у општем случају.

#### Радна тачка редне спреге две пумпе

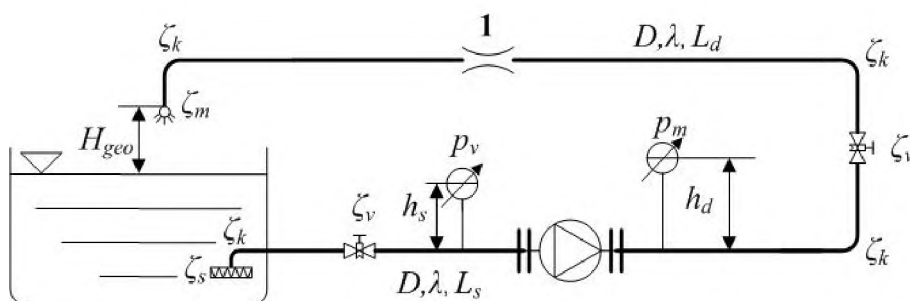
Радне тачке су дефинисане следећим вредностима запреминског протока и јединичног струјног рада (сл. 13.35) РТС ( $Q = 0,085 \text{ m}^3/\text{s}, Y = 380 \text{ J/kg}$ ), РТП<sub>I</sub> ( $Q = 0,085 \text{ m}^3/\text{s}, Y = 90 \text{ J/kg}$ ) и РТП<sub>II</sub> ( $Q = 0,085 \text{ m}^3/\text{s}, Y = 290 \text{ J/kg}$ ). Вредност збира напора пумпи појединачно мора дати напор који одговара напору РТС-а. То овде јесте случај, јер је  $90 \text{ J/kg} + 290 \text{ J/kg} = 380 \text{ J/kg}$ . На основу ових вредности одређују се степени корисности, вредности кавитацијске резерве пумпи и снаге.



Слика 13.35 Одређивање радне тачке редне спреге (РТС) и појединачно пумпи (РТП<sub>I</sub> и РТП<sub>II</sub>)

**Пример 13.2**

На основу мерења на инсталацији приказаној на слици 13.36, добијени су следећи подаци:  $p_v = 0,2 \text{ bar}$ ,  $p_m = 1 \text{ bar}$ ; кроз постројење, према показивању уграђеног протокомера, протиче  $0,03165 \text{ m}^3/\text{s}$  и на прирубници пумпе измерена је снага  $P = 7,165 \text{ kW}$ . Црева до вакуумметра и манометра су испуњена водом. Висина тежишта вакуумметра је  $h_s = 0,15\text{m}$ , а манометра  $h_d = 0,2\text{m}$ . Измерен је барометарски притисак од  $1 \text{ bar}$ . Одредити степен корисности пумпе. Усвојити да је густина воде  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ , као и да је убрзање силе Земљине теже  $g = 9,81\text{m/s}^2$ .



Слика 13.36 Скица постројења (1-протокомер)

**Решење**

Јединични струјни рад пумпе се, према дефиницији, рачуна као

$$Y = Y_d - Y_s, \quad (13.39)$$

одакле се, с обзиром да је цевовод истог пречника на потису и усису пумпе као и да нема разлике у геодезијској висини између улаза и излаза из пумпе, добија

$$Y = (p_d - p_s) / \rho \quad (13.40)$$

Апсолутни притисак на излазу из пумпе се израчунава из једначине хидростатике

$$p_d = p_b + p_m + \rho g h_d = 200000 + 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,2 = 201962 \text{ Pa} \quad (13.41)$$

Слично се одређује апсолутни притисак на улазу у пумпу

$$p_s = p_b - p_v + \rho g h_s = 100000 - 20000 + 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,15 = 81471,5 \text{ Pa} \quad (13.42)$$

Одавде следи да је јединични струјни рад пумпе  $Y = 120,5 \text{ J/kg}$ .

Коначно се одређује степен корисности пумпе

$$\eta = \rho Q Y / P = 52,86\% \quad (13.43)$$

**Пример 13.3**

а) Одредити радну тачку пумпе, као и снагу и степен корисности са којим она ради, ако су карактеристике дате од стране произвођача на слици 13.37. Подаци у вези са постројењем су:  $H_{geo} = 1\text{m}$ ,  $h_s = 0,15\text{m}$ ,  $h_d = 0,2\text{m}$ ,  $D = 0,1 \text{ m}$ ,  $L_s = 4 \text{ m}$ ,  $L_d = 19 \text{ m}$ ,  $\lambda = 0,02$ ,  $\zeta_s = 0,1$ ,  $\zeta_k = 1,2$ ,  $\zeta_v = 0,8$ . Усвојити да је густина воде  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ , као и да је убрзање силе Земљине теже  $g = 9,81\text{m/s}^2$ .

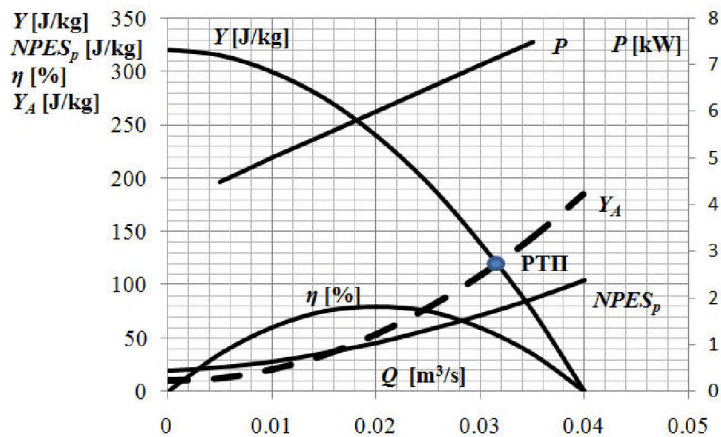
б) Анализирати да ли пумпа ради у режиму безбедном од кавитације уколико је разлика између барометарског и притиска паре у тачки засићења  $p_b - p_D = 0,98 \text{ bar}$ , као и да се усисна прирубница пумпе налази на дубини од  $H_{us} = 2 \text{ m}$  у односу на ниво слободне површи течности у резервоару.

### Решење

а) Применом проширене Бернулијеве једначине од слободног нивоа течности у резервоару до излаза из млазнице, добија се израз за карактеристику напора цевовода  $Y_A$ , за цевовод приказан на слици 13.37, у облику

$$Y_A = gH_{geo} + 8/(D^4\pi^2)(\zeta_S + 4\zeta_K + 2\zeta_V + \zeta_m + 1 + \lambda(L_S + L_D)/D)Q^2 = 9,81 + 110237 \cdot Q^2 \quad (13.44)$$

Крива цевовода ( $Y_A$ ) се потом уноси у дијаграм (сл. 13.37).



Слика 13.37 Одређивање радне тачке пумпе

Добијена радна тачка пумпе има параметре ( $Q \approx 0,032 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $Y \approx 120 \text{ J/kg}$ ). Из дијаграма се добија снага  $P = 7,165 \text{ kW}$  и степен корисности  $\eta \approx 52,86\%$ . Дакле, пумпа ради изван оптимума. Добијени резултати су у сагласности са оним израчунатим у примеру 13.2.

б) Кавитацијска резерва пумпе је, на основу дијаграма произвођача (сл. 13.37)  $NPSE_p = 76,45 \text{ J/kg}$ .

Кавитацијска резерва постројења се рачуна на следећи начин

$$NPSE_A = (p_b - p_D)/\rho + gH_{us} - 8/(D^4\pi^2)(\zeta_S + \zeta_K + \zeta_V + \lambda L_S/D)Q^2 \approx 94,1 \text{ J/kg} \quad (13.45)$$

Пумпа ради у режиму безбедном од кавитације пошто је  $NPSE_A > NPSE_p$ .

### Литература

- [13.1] Протић З., Теоријске основе турбомашина, предавања, Машински факултет, Универзитет у Београду, Београд, 1979. (запис проф. др М. Недељковића)
- [13.2] Cherkassky V., Pumps, Fans, Compressors, Mir Publishers, Moscow, 1990.
- [13.3] Gülich J.F., Centrifugal pumps, Springer, 2010.

- [13.4] Протић З., Вентилатори у техници климатизације I део, Скрипта за Последипломске специјалистичке студије из климатизације, Машински факултет, Београд
- [13.5] SRPS EN ISO 5801:2011, Индустријски вентилатори – Испитивање карактеристика вентилатора на стандардизованим мерним линијама.
- [13.6] SRPS EN ISO 5802:2011, Индустријски вентилатори – Испитивање карактеристика уграђених вентилатора.
- [13.7] Протић З., Недељковић М., Пумпе и вентилатори – Проблеми, решења, теорија, V издање, Машински факултет, Београд, 2006
- [13.8] Sulzer centrifugal pump handbook, Sulzer Pumps Ltd., Winterthur, Switzerland, Elsevier Applied Science, London and New York, 2010.
- [13.9] Бенишек М., Протић З., Истраживање струјних губитака у правим цевима кружног попречног пресека при вихорном струјању нестишљивог флуида, Зборник радова, Савез друштава за механику Југославије, 15. Југословенски конгрес теоријске и примењене механике, Купари, стр. 269–276, 1981.
- [13.10] Протић З., Бенишек М., Одређивање карактеристике отпора при вихорном струјању у цевоводу спрегнутом с вентилатором без закола, Зборник радова, Савез друштава за механику Југославије, 15. Југословенски конгрес теоријске и примењене механике, Купари, стр. 361–368, 1981.
- [13.11] Чантрак Ђ., Анализа вртложног језгра и структуре турбуленције у правој цеви кружног попречног пресека иза кола аксијалних вентилатора применом PIV, LDA и HWA метода, Докторска дисертација, Машински факултет Универзитета у Београду, Београд, 2012.
- [13.12] Чантрак С., Хидродинамика, V издање, Машински факултет, Београд, 2012.
- [13.13] Чантрак С., Лечић М., Ђоћић А., Механика флуида Б, Машински факултет, Београд, 2009. (<http://fluidi.mas.bg.ac.rs/Nastava/MehanikaFluidaB/mfB-handout.pdf>)
- [13.14] Чантрак С., Бенишек М., Павловић М., Марјановић П., Црнојевић Ц., Механика флуида – теорија и пракса, VIII издање, Машински факултет, Београд, 2005.
- [13.15] Чантрак С., Примењена механика флуида, Термотехничар, Том 1, СМЕИТС, Београд, стр. 110–227, 2004.
- [13.16] Brennen С.Е., Cavitation and bubble dynamics, Oxford University Press, New York, Oxford, 1995.
- [13.17] Шкара В., Експериментално истраживање феномена кавитације у центрифугалним обртним колима при делимичном оптерећењу (у оригиналу: Experimental observation of cavitation phenomena in centrifugal pump impellers at part load), Докторска дисертација, Машински факултет, Технички универзитет Carolo-Wilhelmina, Брауншвајг, 2014.
- [13.18] Schonek J.: Energy efficiency: benefits of variable speed controlling pumps, fans and compressors, Cahier technique no 214, Schneider Electric, 2008.
- [13.19] Чантрак Ђ., Изводи из аудиторних вежби из предмета Пумпе и вентилатори, Машински факултет Универзитета у Београду, Београд, 2012.
- [13.20] Република Србија, Агенција за енергетску ефикасност, LDK consultants, Програм обуке за газдовање енергијом у индустрији, Ид. број: 404–0232/2004–11, Технички део обуке, 2005.



## 14. ОСНОВИ РАДА УРЕЂАЈА И ОПРЕМА РАСХЛАДНИХ СИСТЕМА

Бранислав Живковић

### 14.1 ОСНОВНИ ПОЈМОВИ О ХЛАЂЕЊУ

Хлађење је процес при коме се од извора топлоте (хлађени објекат) одузима топлота и предаје топлотном понору (обично околина). Ако се хлађењем објекту при одвођењу топлоте не доводи технички рад, његова енталпија ће опадати, а када при томе нема промене фазе, снижаваће се његова температура.

Топлота хлађења је количина топлоте одведена од хлађеног тела. Изражава се у џулима (J или kJ). Расхладни учинак представља одведену топлоту у јединици времена (W односно kW).

Уколико је температура хлађеног тела  $t_n$  виша од температуре топлотног понора (околине)  $t_{ok}$ , процес хлађења се одвија спонтано и без утрошка рада. Такво хлађење назива се природно хлађење. Ово хлађење може се убрзати (интензивирањем процеса преноса топлоте) или успорити (постављањем топлотне изолације између хлађеног тела и околине).

Када је температура хлађеног тела нижа од температуре околине (што је у пракси чест случај), процес хлађења не може да се оствари сам од себе, већ је неопходно применити неки компензациони процес с директним утрошком рада или топлоте. Такво хлађење назива се вештачко хлађење.

Примена расхладних машина данас је веома распрострањена и присутна у свим сферама живота. Све ове примене могу се сврстати у три групе:

- за **одржавање квалитета**, тј. за успоравање нежељених промена хемијских, биохемијских и структурних карактеристика разних производа, у првом реду за конзервисање намирница;
- за **успостављање и одржавање** услова средине, тј. да би се остварила климатизација простора у којима се живи и ради;
- када вештачко хлађење представља **главни или споредни процес** при остваривању неке активности (производња, истраживање, спорт итд).

Најчешће примене хлађења:

- конзервисање намирница хлађењем и смрзавањем (расхладни ланац) – при нижим температурама хемијски и биохемијски процеси у намирницама се успоравају и тиме се продужава период чувања намирница;
- при транспорту охлађених или смрзнутих производа;

- лиофилизација - процес сушења смрзнутих производа сублимацијом у вакууму и на температурама знатно испод тројне тачке;
- климатизација ваздуха (комфорна и индустријска), при чему се ваздух хлади и суши;
- утечњавање гасова ради транспорта;
- у хемијској и прехранбеној индустрији (егзотермне хемијске реакције контролишу се хлађењем реактора);
- при преради нафте (при фракционој дестилацији лаких угљоводоника, као и при издвајању парафина из минералних уља кристализацијом на ниским температурама);
- у медицини и истраживањима;
- у спортским објектима (клизалишта, базени).

## 14.2 ЧИЛЕРИ

Чилери су расхладни агрегати (агрегатиране расхладне машине) који испоручују хладну воду.

Основна подела расхладних агрегата према погонској енергији неопходној за одвијање компензационог процеса:

- компресорски (користе механичку енергију за сабијање паре ниског притиска);
- апсорпциони (директно користе топлоту за одвијање процеса хлађења).

У расхладним агрегатима користе се следећи типови компресора:

- класични клипни с транслаторним кретањем клипова;
- ротациони, код којих се радна запремина формира између ротора и зидова кућишта (вијчани компресори, компресори са обртним клипом, компресори са крилцима);
- спирални („scroll“), код којих се радне запремине формирају између спрегнутих цилиндричних спиралних површи у захвату;
- турбо (струјни) компресори и парни ејектори.

Регулисање расхладног учинка клипних компресора:

- периодично искључивање компресора;
- пригушивање паре на усису компресора;
- враћање дела сабијене паре из потиса у усис компресора;
- подешавање величине додатног штетног простора;
- принудно отварање усисног вентила;
- искључивање појединих цилиндара или блокова цилиндара из рада;
- промена броја обртаја компресора.

Кондензатори су размењивачи топлоте у којима се расхладни флуид кондензује на притиску кондензације предајући топлоту флуиду за хлађење кондензатора.



Слика 14.1 Клипни и спирални компресор



Слика 14.2 Чилер с вијчаним компресором

Подела кондензатора према начину одвођења топлоте у околину:

- ваздухом хлађени кондензатори;
- водом хлађени кондензатори: добошасте с потопљеном спиралном цеви, вишецевни супротносмерни, хоризонтални и вертикални добошасте, плочасте;
- комбиновано хлађени кондензатори: атмосферски (кишни) и евапоративни.

У случају водом хлађених кондензатора (у затвореном кругу), расхладна кула је саставни део расхладне инсталације.

Регулисање учинка кондензатора врши се због уштеде енергије потребне за његов погон, као и одржавања минималног притиска кондензације.



Слика 14.3 Ваздухом хлађени кондензатор



Слика 14.4 Евапоративни кондензатор с центрифугалним вентилаторима

Начин регулисања учинка кондензатора зависи од типа кондензатора. Код ваздухом хлађених кондензатора:

- искључивање кондензатора (када их је више) или смањењем протока вентилатора;
- континуална промена броја обртаја вентилатора;
- смањивање ефективне површине кондензације.

Регулисање учинка проточних, водом хлађених кондензатора:

- смањење протока воде (регулацијом температуре воде на излазу из кондензатора спречава се нежељени пад притиска кондензације);
- искључивање и/или смањивање броја обртаја пумпи.

Регулисање учинка евапоративних кондензатора:

- искључивање кондензатора (када их је више);
- смањење протока ваздуха;

- “суви” режим рада (рад без воде).

Испаривачи су размењивачи топлоте у којима се испаравајућем расхладном флуиду доводи топлота непосредно од хлађеног тела или посредно од секундарног расхладног флуида.

Према намени, испаривачи се деле на:

- испариваче за хлађење ваздуха и пара;
- испариваче за хлађење течности;
- специјалне испариваче (контактни испаривачи за хлађење и смрзавање производа).

Према конструкцији, најчешће примењивани размењивачи топлоте који се користе у расхладним инсталацијама могу бити:

- добошасти;
- плочасти;
- од оребрених цеви;
- базенски (потопљени).

У зависности од количине течног расхладног флуида, испаривачи могу бити:

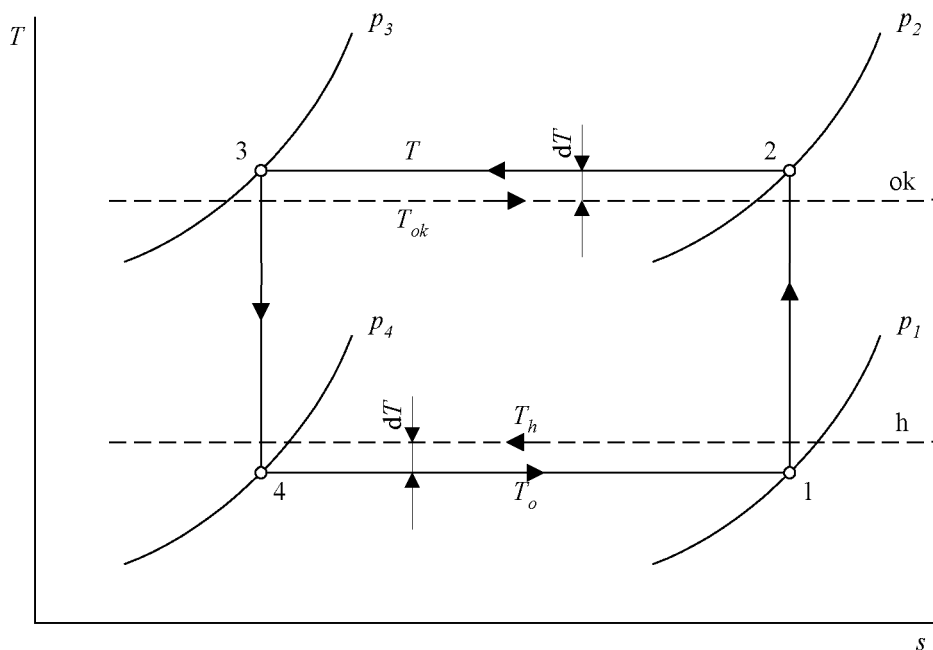
- суви испаривачи, у којима течност расхладног флуида потпуно испарава и у извесној мери се и прегрева у излазној зони испаривача (из њега излази врло мало прегрејана пара, тек да у њој поуздано нема капи течности);
- преплављени – пуни течношћу расхладног флуида или кроз њих циркулише неколико пута више течности него што испари.



Слика 14.5 Испаривач

#### 14.2.1 Карноов (Carnot) левокретни повратни циклус

Ако су извор и понор топлоте бесконачних топлотних капацитета, тада су промене стања извора и понора изотермске. Повратан циклус у том случају може бити Карноов левокретни циклус, који сачињавају две изентропе, изотерма довођења топлоте од хлађеног тела и изотерма одвођења топлоте у топлотни понор (које се одвијају при бесконачно малим температурским разликама ( $dT \rightarrow 0$ )). Карноов циклус, у случају када је расхладни флуид идеални гас, приказан је на слици 14.6 и означен тачкама 1,2,3,4,1 ( $T$ , К, температура;  $s$ ,  $J/(kg \cdot K)$ , специфична ентропија). Расхладну машину сачињавају изентропски и изотермски компресори, као и изентропски и изотермски експандери.



**Слика 14.6** Левокретни циклус Carnot са идеалним гасом ( $T, K$  – температура кондензације,  $T_{ok}, K$  – температура околине,  $T_o, K$  – температура испаравања,  $T_h, K$  – температура хлађеног тела)

Коефицијент хлађења  $\varepsilon_k$  код левокретних кружних процеса представља однос између топлоте доведене расхладном флуиду у испаривачу  $Q$  (одведене од хлађеног тела,  $W$ ) и нето утрошеног рада  $W$  (рад циклуса, који је једнак разлици апсолутних вредности утрошеног рада у компресору и добијеног рада у експандеру,  $W$ ). У англо-саксонској литератури означава се са COP (coefficient of performance).

$$\varepsilon_h = \frac{Q}{W} \quad (14.1)$$

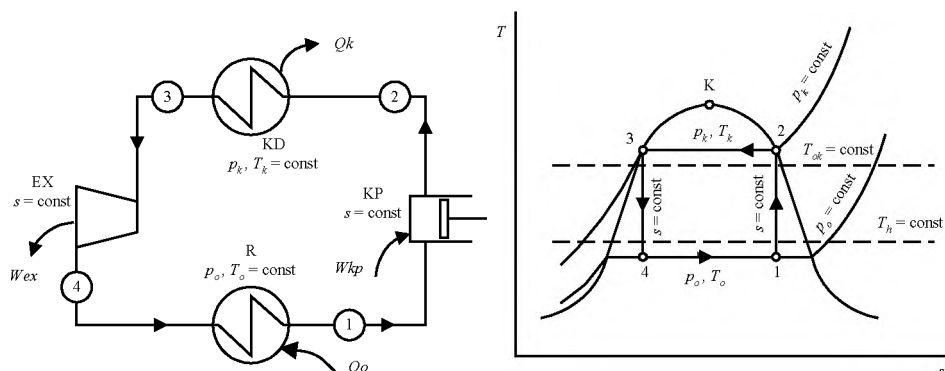
За реалистичнију оцену оствареног ефекта хлађења, у новије време користи се EER (energy efficiency ratio) у коме се, уз рад циклуса, рачуна и потрошња енергије других елемената неопходних за рад уређаја (нпр. за грејање уља или за погон вентилатора или пумпе за хлађење главе компресора).

За Carnot-ов циклус, коефицијент хлађења  $\varepsilon_c$  зависи само од температуре извора и понора топлоте, а не и од карактеристика радног (расхладног) флуида:

$$\varepsilon_c = \frac{T_o}{T - T_o} = \frac{T_h}{T_{ok} - T_h} \quad (14.2)$$

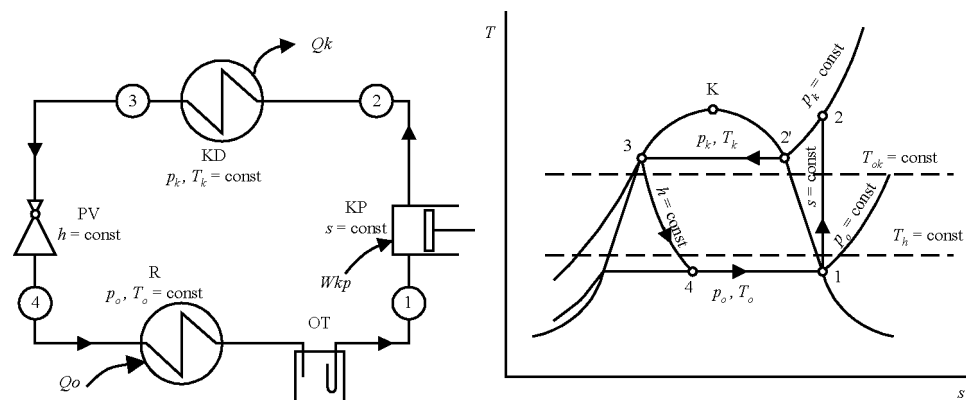
Шема парне компресорске машине која ради по левокретном циклусу Carnot и циклус у  $T$ - $s$  дијаграму, приказани су на слици 14.7. Расхладна машина састоји се од

компресора (процес 1-2), кондензатора (процес 2-3), експанзионе машине (процес 3-4) и испаривача (процес 4-1).



**Слика 14.7** Парна компресорска машина која ради по циклусу Carnot с паром (КР – компресор; КД – кондензатор; ЕХ – експандер; R – испаривач; W – рад; К – критична тачка;  $p_k$ ,  $T_k$  или  $p_k$  и  $T_k$  – притисак и температура кондензације;  $p_o$  и  $T_o$  – притисак и температура испаравања;  $Q_o$  – топлота хлађења;  $Q_k$  – топлота кондензације)

Струјни и механички губици додатно смањују добијени рад у екпандеру, тако да је он знатно мањи од ионако малог расположивог рада. Проблеми у раду са двофазним током, као и цена екпандера су додатни разлози да се експандер замени пригушним вентилом, тј. да се изентропска експанзија замени адијабатским пригушивањем (изенталпски процес – слика 14.8).



**Слика 14.8** Парна компресорска машина са пригушним вентилом и сувим усисавањем (PV – пригушни вентил, ОТ – сепаратор)

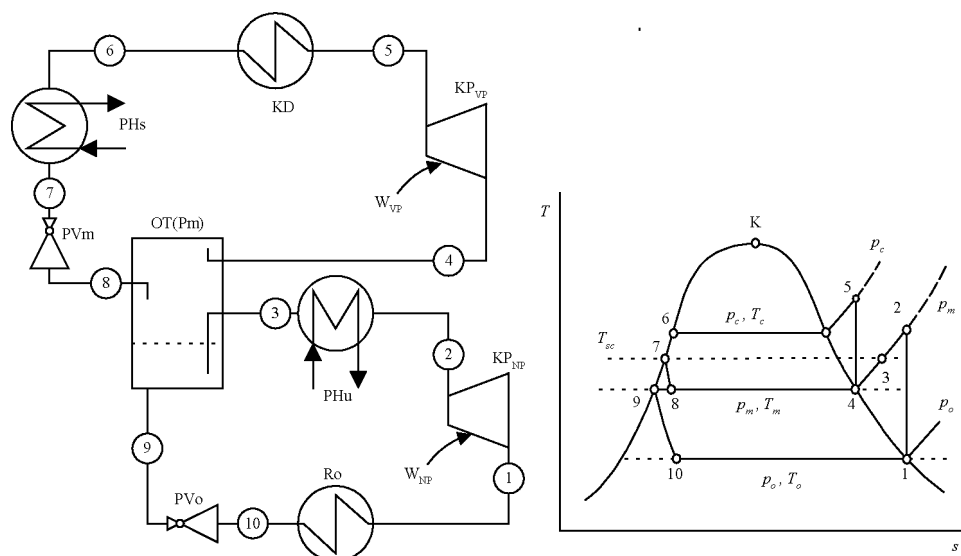
Да би се избегли проблеми услед усисавања влажне паре (што би могло довести до течног удара у компресору), у цилиндар компресора уводи се сува (или нешто прегрејана) пара. То се остварује контролисаним увођењем у испаривач само онолико течности колико у њему може да испари (суви испаривач) или постављањем одвајача

течности на улазу у компресор (преплављени испаривач са одвајачем течности – сепаратором). На тај начин обезбеђује се да компресор усисава сувозасићену пару која, након изентропског сабијања, у кондензатор улази као прегрејана пара, кондензује се и у пригушни вентил улази као кључала течност. Након пригушног вентила (после адијабатског пригушивања) у испаривач, односно сепаратор доспева влажна пара.

Ради повећања коефицијента хлађења примењују се одређене термодинамичке мере:

- прехлађивање кондензата;
- вишестепено пригушивање;
- вишестепено сабијање са међухлађењем.

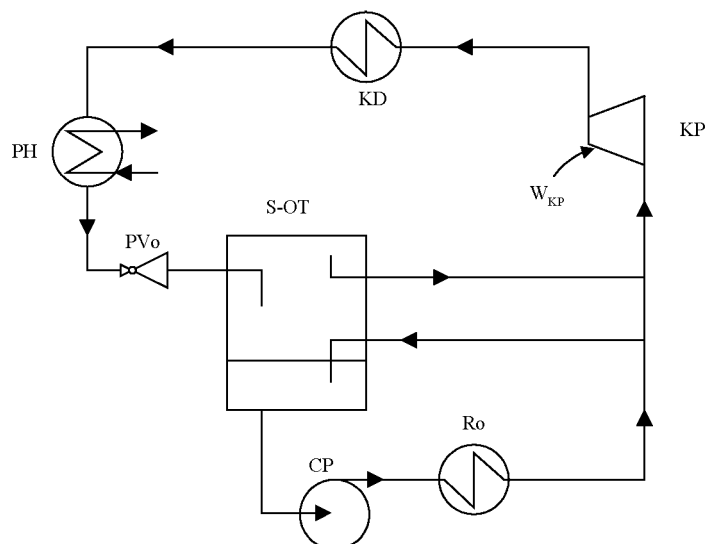
Шема расхладне машине у којој се примењене све претходно наведене мере приказана је на слици 14.9.



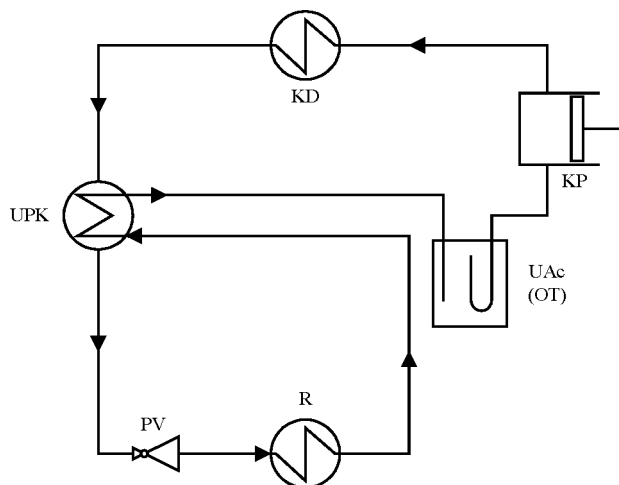
**Слика 14.9** Двостепено сабијање са спољашњим међухлађењем (K<sub>NP</sub> – компресор ниског притиска; KP<sub>VP</sub> – компресор високог притиска; PH<sub>S</sub> – спољашњи прехлађивач; OT(Pm) – сепаратор – унутрашњи међухладњак, PH<sub>u</sub> – спољашњи међухладњак; R – испаривач; KD – кондензатор)

Типична шема једностепене амонијачне инсталације са преплављеним испаривачем приказана је на слици 14.10, док је типична фреонска једностепена инсталација приказана на слици 14.11.





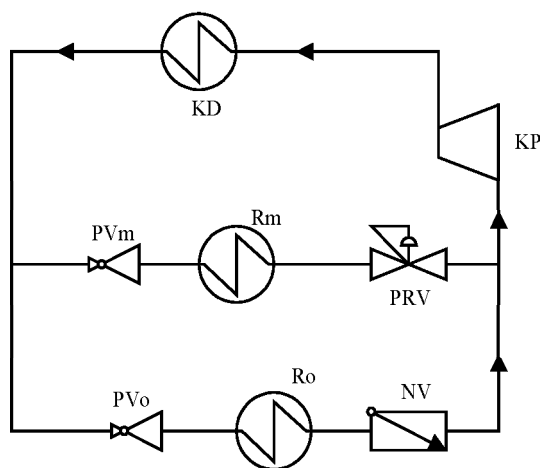
**Слика 14.10** Типична шема амонијачне једноступене инсталације са преплављеним испаривачем – најчешће више паралелно везаних испаривача (S-OT – сепаратор; CP – циркулациона пумпа)



**Слика 14.11** Типична фреонска једноступена инсталација (UPK – унутрашњи прехлађивач кондензата)

Заштита чилера:

- заштита компресора од течног удара (заштита спречава улаз капи расхладног флуида у цилиндар);
- заштита компресора од превише ниског или високог притиска (пресостат ниског и пресостат високог притиска, диференцијални пресостат);
- контрола протока воде кроз испаривач (прекидач протока);
- заштита од смрзавања;
- заштита од неједнаког електричног напона по фазама.



Слика 14.12 Шема расхладне инсталације с два притиска (и две температуре) испаравања (PRV – вентил константног притиска; NV – неповратни вентил)

### 14.3 РАСХЛАДНИ ФЛУИДИ

Радна материја која у расхладној машини или топлотној пумпи обавља левокретни циклус назива се примарни расхладни флуид или краће, расхладни флуид.

Секундарни расхладни флуид (носилац топлоте хлађења) је флуид који одузима топлоту хлађења од хлађеног објекта (извора топлоте) и предаје је примарном расхладном флуиду. Секундарни расхладни флуид кружи као посредник, у затвореном кругу, између хлађеног објекта и расхладне машине (нпр: раствори разних соли или раствор етилен-гликола у води).

Потрошно расхладно средство или само расхладно средство, назива се материја која, обично мењајући и агрегатно стање, у отвореном систему одузима топлоту од хлађеног објекта, трошећи се непрекидно (нпр: течни азот, водени или суви лед, разне расхладне смеше...).

Избор расхладног флуида увек се своди на налажење **прихватљивог компромиса!**

Критеријуми за избор расхладног флуида:

- термодинамички (топлота испаравања, нагиб граничних кривих, експонент политропе, крива напона итд);
- термофизички (параметри који одређују струјање и простирање топлоте);
- физички и хемијски (стабилност, компатибилност са материјалима и уљима за подмазивање, растворљивост воде и уља итд);
- биохемијски и еколошки;
- економски.

Штетно деловање на озонски слој изражава се тзв. ODP (**O**zone **D**epletion **P**otential) фактором, који показује колико пута дато једињење више уништава озон у односу на R 12 (CF<sub>2</sub>Cl<sub>2</sub>), за који је усвојена референтна вредност ODP<sub>R 12</sub> = 1.

Расхладни флуиди, чији су молекули углавном троатомни и вишеатомни, осим деловања на озонски слој, доприносе и ефекту глобалног загревања (ефекат стаклене баште), што се исказује тзв. GWP (**G**lobal **W**arming **P**otential) фактором који показује колико пута дата материја више доприноси глобалном загревању у односу на R 744 (CO<sub>2</sub>), за који је усвојена референтна вредност GWP<sub>R 744</sub> = 1.

TEWI (**T**otal **E**quivalent **W**arming **I**mpact) фактор узима у обзир директно деловање употребљеног расхладног флуида када доспе у атмосферу (тзв. директни ефекат), али и деловање ослобођеног CO<sub>2</sub> при производњи (индиректни ефекат, најмање за ред величина већи од директног). Термодинамичке карактеристике расхладних флуида које су од утицаја на коефицијент хлађења имају веома јак посредан утицај на глобално загревање.

**Табела 14.1** Коефицијенти хлађења и ексергетски степени корисности за разне расхладне флуиде за теоријски упоредни циклус  $-15 / +30^{\circ}\text{C}$ .

Редни број	Расхладни флуид	Хемијска формула	Коефицијент хлађења $\epsilon_h$	Ексергетски степен корисности $\eta_{ex} = \eta / \eta_{Carnot}$
1.	R 21	CHFCI <sub>2</sub>	5,09	0,888
2.	R 11	CFCl <sub>3</sub>	5,04	0,878
3.	R 40	CH <sub>3</sub> Cl	4,90	0,853
4.	R 113	C <sub>2</sub> F <sub>3</sub> Cl <sub>3</sub>	4,79	0,835
5.	R 717	NH <sub>3</sub>	4,77	0,831
6.	R 764	SO <sub>2</sub>	4,73	0,825
7.	R 12	CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	4,72	0,822
8.	R 22	CHF <sub>2</sub> Cl	4,56	0,794
9.	R 744	CO <sub>2</sub>	2,56	0,446
Повратни циклус Carnot			5,74	1,000

Број расхладних флуида се веома повећао увођењем у употребу халогених деривата парафинских угљоводоника (C<sub>k</sub>H<sub>2k+2</sub>), познатих под заједничким комерцијалним називом „фреони“. Да би се избегло непрактично цитирање хемијских формула, за

фреоне је уведен систем троцифрених бројчаних ознака иза заједничке ознаке **R** (“**R**efrigerant”). По том систему, у ознаци датог фреона чија је формула  $C_kH_LF_mCl_n$  стоје три цифре, при чему је:

1. прва цифра једнака броју угљеникових атома у молекулу минус један ( $k-1$ );
2. друга цифра једнака броју преосталих водоникових атома плус један ( $L+1$ );
3. трећа цифра једнака броју убачених атома флуора ( $m$ );
4. нула као прва цифра (код фреона метанове групе) најчешће се изоставља.

**Пример 14.1.** Потпуна ознака је  $R(k-1)(L+1)(m)$ .

- $CF_2Cl_2$  – ознака R 012 (чешће само R 12);
- $CHF_2Cl$  – ознака R 022 (чешће само R 22);
- $C_2H_3F_3$  – ознака R 143a;
- $CH_2F_2$  – ознака R 32.

Пошто је збир броја атома водоника, флуора и хлора после супституције једнак почетном броју водоникових атома, биће  $n = 2k + 2 - L - m$ , одакле се може, на основу бројчане ознаке одредити број атома хлора  $n$  у молекулу датог фреона.

Понекад се уместо ознаке **R** користи група од два до четири велика слова, која указују на то који су елементи заступљени у молекулу, тј. указује на “тип” једињења:

- **HC** угљоводоници;
- **CFC** потпуно халогенизовани хлорофлуороугљеници;
- **HCFC** делимично халогенизовани хидрохлорофлуороугљеници;
- **FC** потпуно халогенизовани флуороугљеници;
- **HFC** делимично халогенизовани хидрофлуороугљеници.

Фреони који у молекулу имају још и  $p$  атома брома, добијају и додатну ознаку  $B(p)$ , па је њихова комплетна ознака  $R(k-1)(L+1)(m)B(p)$ . Тада је број атома хлора  $n = 2k + 2 - L - m - p$ .

Изомери из етанове групе означавају се на исти начин као и остали фреони само што после бројчане ознаке добијају мала слова  $a, b, c, \dots$  по редоследу изомера.

**Пример 14.2.**  $CHClFCF_3$  означава се R 124, а  $CHF_2CClF_2$  означава се R 124a.

Расхладни флуиди добијени халогенизацијом цикличних угљоводоника ( $C_kH_{2k}$ ) имају у ознаци после слова **R** додатно слово **C**, како би се на основу ознаке могао израчунати број атома хлора.

**Пример 14.3.** За расхладни флуид RC316 је  $k-1 = 3$ ,  $L+1 = 1$ ,  $m = 6$ , па је  $n = 2k - L - m = 2$ , те формула гласи  $C_4F_6Cl_2$ .

Бројевима од 400 до 499 означавају се разне зеотропске смеше.

Бројевима од 500 до 599 означавају се разне азеотропске смеше.

Бројевима од 600-699 обележавају се по произвољном редоследу разна органска једињења, која се користе или могу да се користе као расхладни флуиди.

**Пример 14.4.** За  $n$ -бутан и изобутан ( $C_4H_{10}$ ) је  $L=10 (>8)$ , па се користе ознаке R 600 односно R 600a.

Бројевима од 700 надаље, означавају се неоргански расхладни флуиди, тако што се после прве цифре (7), која указује да је реч о неорганском расхладном флуиду, додају још две цифре које показују његову релативну молекулску масу.

**Пример 14.5.** Амонијак ( $\text{NH}_3$ ) има ознаку R 717, угљендиоксид ( $\text{CO}_2$ ) има ознаку R 744.

Да би се разликовале ознаке различитих неорганских расхладних флуида, који евентуално имају исту релативну молекулску масу, њиховим бројчаним ознакама додају се велика слова А, В, С.

Незасићена органска једињења (етилен и једињења на бази етилена, винили и пропилен) означавају се на исти начин као и фреони, осим што се испред бројчане ознаке дода цифра 1.

**Пример 14.6.**

- етилен ( $\text{CH}_2=\text{CH}_2$ ) има ознаку R 1150;
- пропилен ( $\text{CH}_3\text{CH}=\text{CH}_2$ ) има ознаку R 1270.

#### 14.4 ТРАНСПОРТ И ДИСТРИБУЦИЈА РАСХЛАЂЕНИХ ФЛУИДА

У савременим индустријским објектима, данас се за потребе хлађења (технолошког и простора) све чешће користе секундарни расхладни флуиди, мада постоје и расхладне инсталације у којима се користи само један расхладни флуид. Предности коришћења секундарног расхладног флуида су многобројне:

- у примарном кругу, могу се користити енергетски најпогоднији флуиди (нпр. амонијак), без опасности од контаминирања хлађених објеката;
- количина примарног расхладног флуида у инсталацији је минимизирана;
- ризик од истицања примарног расхладног флуида у околину је минималан;
- примарни расхладни флуид налази се само у машинској сали, под потпуном контролом стручног особља;
- падови притиска у цевоводима примарног расхладног флуида су минимални, тако да је енергетска ефикасност у примарном делу инсталације висока;
- боља регулација расхладног учинка хладњака у расхладним просторима;
- могућа је примена амонијака (само у својству примарног расхладног флуида) у прехранбеној, фармацеутској индустрији и климатизацији;
- велика маса секундарног флуида у систему има „бафер“ ефекат, тако да је потребна мања посуда у секундарном кругу;
- могуће су мање интервенције на примарном систему, при делимично очуваном расхладном капацитету секундарног дела.

Недостаци система са секундарним расхладним флуидом:

- пренос топлоте конвекцијом у хладњацима лошији је у односу на конвекцију при кључању (код директних система), па су површине хладњака у индиректним системима хлађења знатно веће;

- масени проток секундарног флуида већи је него код система са кључањем расхладног флуида у хладњацима;
- због повећане потрошње електричне енергије за транспорт секундарног флуида, укупни трошкови енергије расхладног система су већи;
- за отапање иња са испаривача морају се инсталисати електрични грејачи, пошто се не може користити топла пара примарног расхладног флуида (амонијака).

Критеријуми избора секундарног расхладног флуида не разликују се много од избора примарног расхладног флуида, с тим што је, због специфичних услова рада, највећа разлика у термодинамичким критеријумима.

Пре свега, специфични топлотни капацитет течности  $c_{pt}$  треба да је што већи; то је нарочито битно када секундарни расхладни флуид најчешће прима или одаје тзв. “осетљиву топлоту.” Ако секундарни расхладни флуид не мења фазу, топлота испаравања није битна (у супротном треба да је што већа); такође, најчешће нису битни ни специфични топлотни капацитети засићене и прегрејане паре ни експонент изентропе.

Важно је да секундарни расхладни флуид има повољне транспортне карактеристике, које погодују постизању великих вредности коефицијената прелаза топлоте и малих отпора струјања у цевоводима и размењивачима топлоте.

Остали критеријуми су углавном исти, осим што није битна растворљивост са уљима, али је посебно важна ниска цена, зато што инсталације често (када су велике и разгранате) садрже велике количине секундарног расхладног флуида.

Најчешће примењивани секундарни расхладни флуиди су:

- раствори соли, обично водени раствори калцијум или натријум хлорида;
- течне мешавине на бази гликола, обично водени раствори етилен и пропилен гликола;
- чисте (једнокомпонентне) течности с ниском температуром смрзавања, као што су метилен-хлорид, три-хлор-етилен, ацетон и метил или етил алкохол;
- раствори за специјалну примену, нпр. за екстремно ниске температуре; типични примери су производи петрохемијске индустрије, синтетичка уља, флуиди на бази силикона или шећерни раствори.

При транспорту и дистрибуцији секундарног расхладног флуида, потребно је обратити пажњу на:

- димензије цевовода и арматуре. Мале димензије проузрокују велику брзину струјања и велики пад притиска, што захтева циркулациону пумпу већег напора и веће снаге. Циркулациона пумпа у расхладној инсталацији загрева секундарни расхладни флуид, што додатно топлотно оптерећује чилер и проузрокује повећану потрошњу енергије;

- користити циркулационе пумпе с променљивим бројем обртаја помоћу фреквентног регулатора. На тај начин могу да се постигну знатне уштеде електричне енергије за погон пумпи;
- регулација потрошача (хладњака) је квантитативна (променом протока расхладног флуида), што је додатни разлог за примену циркулационих пумпи с променљивим бројем обртаја;
- изоловати све цевоводе и арматуру за транспорт и дистрибуцију секундарног расхладног флуида термичком изолацијом с парном браном. На тај начин се, осим смањења добитака топлоте (загревањем расхлађеног радног флуида), спречава и евентуална корозија на спољним површинама цевовода.

#### 14.5 ПОТЕНЦИЈАЛНЕ КРИТИЧНЕ ТАЧКЕ ГУБИТАКА ЕНЕРГИЈЕ

Расхладно постројење, и расхладна машина (као његов најважнији део), чине сложен систем који захтева правилно руковање и одржавање, како би се постигли жељени параметри постројења. Наведени су делови постројења у којима се најчешће јављају губици.

Губици у компресору – коефицијент (степен) испоруке:

- запремински степен испоруке (услед штетног простора);
- степен испоруке услед пригушивања на усису;
- степен испоруке услед загревања паре при улазу у компресор;
- степен испоруке услед враћања сабијене паре у усисни простор.

Добици топлоте од околине (губици) у цевима и арматури – та топлота, посредством расхладног флуида, мора да се пренесе у кондензатор и преда околини (јасно, уз утрошак одређене количине рада).

Добици топлоте (губици) у помоћним уређајима (хладњаци уља, пумпе за воду, вентилатори кондензатора и испаривача итд). Ови помоћни уређаји могу да учествују и до 25% у укупној потрошњи енергије, а при делимичном оптерећењу постројења и у већем проценту.

Оштећена или покидана термичка изолација цевовода и арматуре повећава добитке топлоте, а може да дође и до интензивне корозије услед кондензације влаге из ваздуха.

Дебео слој леда (иња) на испаривачима или хладњацима – спречава (смањује) интензитет размене топлоте.

Блокада (смањење) протока ваздуха кроз размењиваче топлоте (испариваче и кондензаторе) проузрокована нечистоћом – потребно је редовно чишћење оребрених размењивача топлоте.

Присуство ваздуха и других некондензујућих гасова у чилеру – повишава притисак у расхладној машини.

Недовољно пуњење чилера расхладним флуидом – проверити и отклонити цурење расхладне инсталације.

## 14.6 ТОПЛОТНЕ ПУМПЕ

Практично од почетака развоја технике хлађења било је познато да се расхладне машине, уз мање адаптације, могу користити и као нискотемпературске топлотне пумпе, али прва значајнија топлотна пумпа почела је да се користи тек уочи Другог светског рата у Швајцарској, да би убрзо топлотне пумпе биле скоро заборављене. Разлози дуготрајног одсуства интереса за топлотне пумпе биле су ниске цене енергије из фосиних горива, релативно једноставна, јефтина и поуздана опрема за њихово коришћење и, са друге стране, висока цена самих топлотних пумпи. Међутим, после Прве нафтне кризе 1972/73. године, почиње нагли развој топлотних пумпи за најразноврснију масовну примену.

Практично не постоје произвођачи који производе само расхладне уређаје, а да не производе истовремено и разне врсте топлотних пумпи.

У новије време скоро све рахладне машине у климатизерима могу аутоматски да реверзирају циклус и да у хладним периодима раде као топлотне пумпе. То значајно повећава коришћење тих уређаја током целе године и веома побољшава економичност њихове примене. Примена топлотних пумпи у индустрији је врло разноврсна. Користе се за:

- сушење;
- испаравање;
- дестилацију;
- укување;
- производњу паре;
- загревање разних флуида;
- припрему ПТВ;
- грејање простора.

Извори топлоте за топлотне пумпе могу бити различити:

- околни ваздух (релативно лош топлотни извор за потребе грејања зграда; највеће потребе су при ниским спољним температурама, а тада је грејни учинак топлотних пумпи најмањи, уз мале вредности коефицијента грејања);
- вода: подземна (бунари, дубоке бушотине) и надземна (реке, језера);
- тле: хоризонтално или вертикално постављени размењивачи топлоте;
- отпадна топлота из технолошког процеса (разни флуиди);

Коефицијент грејања  $\varepsilon_g$  је однос између предате топлоте на кондензатору  $Q_g$  (грејаном телу, топлотном понору) и утрошеног рада  $W$ . У англо-саксонској литератури ознака је COP (coefficient of performance)

$$\varepsilon_g = \frac{Q_g}{W} \quad (14.3)$$

Много фактора утиче на енергетску ефикасност топлотних пумпи. Најважнији су:

- температура топлотног извора и понора, односно њихова разлика;



- степен корисности погонског мотора (електрични, дизел, гасни);
- радне перформансе компресора (клипни, ротациони, вијчани, турбо);
- потрошња енергије помоћних уређаја (пумпе, вентилатори);
- усклађеност топлотног учинка топлотне пумпе и енергетских потреба корисника;
- систем аутоматског управљања термотехничким инсталацијама.

Неке од предности коришћења топлотних пумпи у индустрији:

- уштеде у потрошњи енергије, што доводи до смањења укупних експлоатационих трошкова;
- смањење потрошње фосилних горива и емисије угљен-диоксида, гасова стаклене баште као и других штетних гасова, чиме се штити животна средина;
- могућност искоришћења нискотемпературске отпадне топлоте из производног процеса;
- могу се применити при изградњи нових индустријских постројења, али и при реконструкцији постојећих;
- задовољавање једновремених потреба за грејањем и хлађењем.

Процена оправданости примене топлотних пумпи у индустрији:

- утврдити да ли у технолошком процесу постоје места где је могуће применити топлотну пумпу (потребе за грејањем и хлађењем, расположив погодан топлотни извор);
- прелиминарни избор типа топлотне пумпе;
- израда претходне студије изводљивости са прелиминарном економском анализом;
- Израда детаљне студије изводљивости која треба да покаже оправданост инвестиције, како би се започело с израдом потребне пројектне документације и извођењем радова.

#### 14.6.1 Истовремено коришћење ефекта хлађења и грејања

Топлотне пумпе се све више примењују, како у резиденцијалним, пословним и објектима опште и јавне намене, тако и у индустрији. За загревање зграда користе се у зимском и прелазном периоду (периоду грејања), а за задовољавање топлотних потреба технолошких процеса током целе године, према потреби.

Применом обновљивих извора енергије (Сунчеве енергије, енергије ветра, енергије добијене топлотном пумпом), најтеже је ускладити произведену енергију и тренутне топлотне потребе у објекту, не толико у пројектним условима, колико у различитим експлоатационим условима. Та разлика је један од главних разлога за продужење периода отплате инвестиције у односу на пројектом предвиђену дужину. Проблем неусклађености између могућности и потреба донекле се ублажава применом акумулације топлоте у краћем временском периоду.

Идеалан случај примене топлотних пумпи је када у објекту постоје истовремене потребе и за грејањем и за хлађењем. Уколико су те топлотне потребе усклађене (потребе за грејањем су веће од потреба за хлађењем за рад компресора) и разлика у потребним температурским нивоима није превелика, онда је топлотна пумпа идеално решење за задовољавање енергетских потреба.

Укупан коефицијент таквог система једнак је збиру коефицијента грејања и коефицијента хлађења. Код идеално спрегнутих система, та вредност може бити и већа од 10! То значи да се применом топлотне пумпе, утрошком 1 kWh електричне енергије може добити и преко 10 kWh топлоте за грејање и хлађење.

**Пример 14.7.** Типичан пример примене топлотне пумпе за истовремено грејање и хлађење је кланична и индустрија прераде меса. Потребности за хлађењем у тој грани индустрије су сталне (целогодишње), с тим што се потребе за хлађењем мењају током године у зависности од спољне температуре, количине ускладиштене робе у хладњачама и дневног уноса меса и месних прерађевина. Такође, свакодневне су и потребе за великом количином санитарне топле воде. Решење које се често примењује (зато што се у пракси показало веома добро), је да се у расхладни агрегат с ваздухом хлађеним кондензатором (који се по правилу примењује) угради додатни водом хлађени кондензатор, којим се расхладни флуид кондензује и хлади процесом припреме потрошне топле воде. У зависности од усвојених температурских режима, потрошна топла вода може да се директно користи, а ако је потребно, њена температура се повиси до жељеног температурског нивоа.

Ово решење је применљиво у већ изграђеним погонима (накнадном уградњом водом хлађеног кондензатора), али и при пројектовању и извођењу нових фабрика избором одговарајућег чилера у коме је већ уграђен уређај за коришћење отпадне топлоте.

Осим индустрије прераде меса, ово решење примењује се у индустрији прераде млека и неким другим гранама прехранбене индустрије.

## 14.7 ОДРЖАВАЊЕ И МОГУЋНОСТИ УШТЕДЕ ЕНЕРГИЈЕ

Могућности уштеде енергије у индустријским системима за хлађење су многобројне:

- Акумулација топлоте за хлађење (секундарног флуида):
  - уштеда енергије постиже се радом чилера током периода ниже спољне температуре (рад ноћу). При нижој температури кондензације повећава се коефицијент хлађења;
  - уштеда погонских трошкова јер се смањује дневна вршна снага (потражња) електричне енергије на максиграфу. Рад чилера већим делом је у периоду ниже тарифе електричне енергије.
- Коришћење отпадне топлоте из расхладног система:
  - уградњом додатног кондензатора може да се користи топлота кондензације за припрему санитарне топле воде или загревање (нискотемпературски потрошачи). Уколико су потребни виши

температурски параметри радног флуида, користи се топлотна пумпа за коју је извор топлоте отпадна топлота кондензатора;

- код већих постројења са вијчаним компресорима, топлота из хладњака уља може да се користи за добијање топле воде температуре 35-40°C.

- користити бесплатно природно хлађење помоћу расположиве хладне воде или хладним околним ваздухом уместо чилером расхлађене воде, када је то могуће;
- користити адекватно постројење за хлађење (величина, тип компресора) које одговара садашњим потребама хлађења;
- размотрити могућност смањења топлотног оптерећења климатизованог (хлађеног) објекта коришћењем енергетски ефикаснијег осветљења, постављањем гумених завеса на улазним вратима (која се често отварају или дуго стоје отворена), добрим аутоматским управљањем и др.;
- подесити температуру испаравања расхладног флуида на највишу могућу која задовољава потребе хлађења (избећи непотребно потхлађивање и тиме повећану потрошњу енергије);
- снизити температуру кондензације кад год дозвољава расхладно оптерећење и температура околног ваздуха;
- термички изоловати цевоводе (и арматуру) хладне воде и расхладног флуида према новим стандардима о топлотној заштити и енергетској ефикасности расхладних система;
- ефикасније је користити водом него ваздухом хлађене кондензаторе;
- инсталирати систем аутоматског управљања за координацију рада више чилера;
- избегавати предимензионисање чилера у односу на расхладно оптерећење;
- периодично отапање леда (иња) на хладњацима (испаривачима).

Начини отапања иња с испаривача:

- природно отапање (помоћу интензивног струјања ваздуха у коморама за хлађење у циљу повећања коефицијента преноса топлоте);
- водом из водовода (ефикасније од отапања ваздухом из коморе);
- електрично отапање применом електроотпорних грејача;
- топлим паром са потиса компресора (врло ефикасан начин отапања иња, примењује се код већих расхладних постројења).

Учестаност отапања спроводи се у временски врло широким границама: од 1 до 2 пута на сат код оребрених испаривача с малим кораком оребрења, до 1 пут месечно код испаривача са глатким цевима и природним струјањем ваздуха.

Генерални концепт примене мера енергетске ефикасности у индустријским системима за хлађење садржи:

- Избор одговарајућег концептуалног решења расхладне инсталације;

- тип расхладне инсталације (компресорска или апсорпциона, једностепена или двостепена итд);
- избор оптималног расхладног флуида;
- тип и величина компресора;
- могућност коришћења отпадне топлоте.
- Коришћење енергетски ефикасне опреме:
  - променљив број обртаја електромотора;
  - енергетски ефикасни компресори са што мањом специфичном потрошњом енергије;
  - оптимизација притиска кондензације;
  - адекватно аутоматско управљање радом расхладног агрегата.
- редовно сервисирање система у циљу одржавања пројектоване ефикасности.

Правилно одржавање расхладних уређаја:

- редовна контрола и сервисирање опреме од стране овлашћених лица;
- чишћење размењивача топлоте;
- редовно контролисати контролне и поставне вредности;
- одржавање топлотне изолације у добром стању смањује губитке / добитке топлоте и спречава појаву корозије;
- одржавањем елемената аутоматике обезбеђује се правилан и ефикасан рад постројења;
- коришћење синтетичког уља у чилеру (уколико произвођач компресора дозвољава);
- температура уља у чилеру треба да буде у одређеним границама (уколико је превисока долази до деградације уља и смањења вискозности);
- повремено проверити хлађење компресора;
- повисити температуру хладне воде на излазу из чилера ако је могуће;
- смањити разлику између температура кондензације и испаравања ако је могуће;
- искључити помоћне уређаје кад год њихов рад није неопходан;
- не досипати више уља него што је потребно;
- кориговати неодговарајућу концентрацију гликола у води или састав смеше који негативно утичу на пренос топлоте или потребну енергију за рад пумпе;
- проверити ниво расхладног флуида у расхладном агрегату.

## Литература

- [14.1] Маркоски М., Расхладни уређаји, Машински факултет, Београд, 2013.
- [14.2] Вујић С., Расхладни уређаји, Машински факултет, Београд, 1997.
- [14.3] Коси Ф., Стајић З., Буразер Ј., Побољшање енергетске ефикасности код расхладних индустријских система, Приручник за побољшање енергетске

ефикасности и рационалну употребу енергије у индустрији, Иновациони центар Машинског факултета у Београду, Београд, 2009.

- [14.4] Бањац М., Стаменић М., Примена топлотних пумпи у индустрији, Приручник за побољшање енергетске ефикасности и рационалну употребу енергије у индустрији, Иновациони центар Машинског факултета у Београду, Београд, 2009.
- [14.5] Живковић Б., Стајић З., Мали термотехнички приручник, СМЕИТС, Београд, 2011.

### Питања

1. Шта је топлота хлађења, а шта расхладни учинак?
2. Које су основне разлике између компресорских и апсорпционих расхладних машина?
3. Типови компресора који се користе у расхладним машинама.
4. Регулисање расхладног учинка клипних компресора.
5. Подела кондензатора према начину одвођења топлоте у околину.
6. Дефиниција коефицијента хлађења и коефицијент хлађења за Карноов циклус?
7. Термодинамичке мере за повећање коефицијента хлађења. Нацртати побољшани циклус у Т-s дијаграму.
8. Како се остварује заштита чилера?
9. Примарни и секундарни расхладни флуид.
10. ODP, GWP и TEWI фактори.
11. Ознаке расхладних флуида према “типу” једињења (са два до четири велика слова).
12. Предности коришћења секундарног расхладног флуида.
13. Најчешће примењивани секундарни расхладни флуиди.
14. Потенцијалне критична тачке губитака енергије у расхладним постројењима.
15. Могући извори топлоте за топлотне пумпе.
16. Дефиниција коефицијента грејања топлотне пумпе.
17. Основни фактори који утичу на енергетску ефикасност топлотне пумпе.
18. Процена оправданости примене топлотних пумпи у индустрији.
19. Пример примене топлотне пумпе када у објекту постоје истовремене потребе и за грејањем и за хлађењем?
20. Објаснити могуће уштеде применом акумулације топлоте за хлађење?
21. Остале могућности за уштеду енергије у расхладним инсталацијама?
22. Шта садржи генерални концепт примене мера енергетске ефикасности у индустријским системима за хлађење?
23. Шта обухвата правилно одржавање расхладних уређаја?



## **15. ИНДУСТРИЈСКА ВЕНТИЛАЦИЈА И КЛИМАТИЗАЦИЈА**

**Бранислав Живковић**

### **15.1 ОСНОВНИ ПОЈМОВИ О КГХ**

У домаћој термотехничкој пракси користи се скраћеница КГХ која означава климатизацију, грејање и хлађење. Иако се експлицитно не наводи, опште је прихваћено да скраћеница КГХ обухвата и вентилацију. Уколико се жели да се посебно истакне значај вентилације, користи се скраћеница КГВ (климатизација, грејање и вентилација).

Слично је и у енглеском језику – користи се скраћеница HVAC (Heating, Ventilating and Air-Conditioning) ради заједничког означавања грејања, вентилације и климатизације. Иако није експлицитно наведено хлађење, у пракси скраћеница HVAC обично обухвата и хлађење у зградама. Уколико је потребно да се посебно истакне и процес хлађења, користи се скраћеница HVAC&R (Heating, Ventilating, Air-Conditioning and Refrigeration).

Климатизација је грана технике и научна дисциплина која се бави остваривањем и одржавањем погодних услова за боравак човека у затвореном простору. Строго узевши, наведена дефиниција односи се на комфорну климатизацију где се услови удобности прилагођавају првенствено потребама људи који бораве у том простору. За разлику од комфорне климатизације, основни задатак индустријске климатизације је стварање погодних услова за оптимално одвијање технолошког процеса. Наравно, ти услови средине морају бити прихватљиви и за човека. На пример, у појединим погонима текстилне индустрије и појединим фазама прераде дувана потребно је одржавати високу релативну влажност ваздуха (и до 90%), што човек може да поднесе, мада је за њега идеална вредност око 50%.

У складу с наведеним, основна подела климатизације је на:

- комфорну;
- индустријску.

#### **15.1.1 Захтеви за индустријску вентилацију и климатизацију**

Вентилација и климатизација треба да обезбеде повољне услове за одвијање технолошког процеса и да заштите раднике. Индустријска вентилација и климатизација морају бити спрегнуте с технолошким процесом.

Захтеви за квалитетном вентилацијом непрекидно су расли у претходном периоду:

- 1970-их – фокус је био на заштити радника;
- 1980-их – на комфор радника (не само на њихову заштиту);

- 1990-их – на емисији загађивача у околину (не само на комфор и заштиту радника);
- 2000-их – на штедњи енергије и енергетску ефикасност (не само на потребе технолошког процеса, комфор радника и њихову заштиту, као и емисију у околину).

## 15.2 ВЕНТИЛАЦИЈА

Вентилацијом се обезбеђује замена ваздуха у просторији свежим (спољним) ваздухом, ради елиминисања или смањења концентрације загађивача (довођење на дозвољени ниво).

У зависности од начина довођења/одвођења ваздуха разликује се:

- проветравање;
- вентилација.

Проветравање настаје услед деловања природних сила: ветра и/или узгонске силе као последице разлике температуре ваздуха споља и унутар затвореног простора. Често се као синоними за проветравање користе и термини: природно проветравање и природна вентилација.

Вентилација неког затвореног простора остварује се радом вентилатора који предаје механичку енергију ваздуху због успостављања струјања. У пракси се за вентилацију користе и термини: механичка вентилација, принудна вентилација и принудно проветравање, мада је сасвим довољно и једнозначно одређено рећи вентилација.

### 15.2.1 Основни постулати вентилације и климатизације

Да би се у климатизованој, односно вентилисаној просторији остварили угодни услови за боравак људи, систем за КГХ мора да задовољи одређене захтеве у вези постизања одговарајуће струјне слике у просторији:

- у целој просторији потребно је остварити замену ваздуха. Потребно је избећи зоне у којима не долази до кретања ваздуха, тзв. „мртве зоне“. Такве зоне се не смеју појавити у зони боравка људи;
- свеж ваздух треба да се доведе у зону боравка људи;
- брзина ваздуха у зони боравка људи не сме да пређе дозвољену вредност (0,25 m/s у комфорној климатизацији, односно 0,35 m/s у индустријској);
- уколико у просторији постоји извор интензивног загађивања, не сме се дозволити ширење загађивача по целој просторији (потребно је применити локално одсисавање).

### 15.2.2 Начини вентилације

У зависности од намене просторије и жељеног нивоа комфора, вентилација може да се оствари на више начина:

- одвођењем ваздуха (у просторији се остварује потпритисак и ваздух улази у просторију из суседних просторија и околине);



- довођењем ваздуха (у просторији се ствара и одржава натпритисак и ваздух преструјава ка суседним просторијама и околини);
- и одвођењем и довођењем ваздуха (контролисана вентилација).

У зависности од односа количине доведеног (убацног,  $V_{ub}$ ,  $m^3/h$ ) и одведеног ваздуха (који се извлачи,  $V_{iz}$ ), контролисана вентилација може се остварити у три облика:

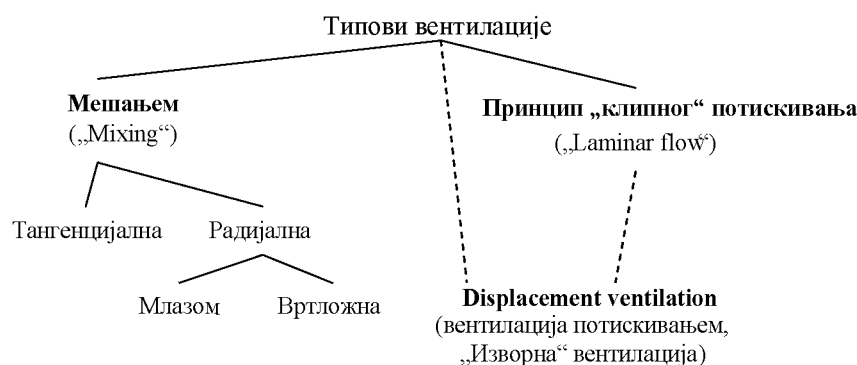
- $V_{ub} = V_{iz}$  – најчешћи случај у комфорној вентилацији;
- $V_{ub} < V_{iz}$  – у просторији се одржава потпритисак (карактеристично за просторије из којих се жели спречити ширење мириса: кухиње, тоалети, лабораторије, фарбаре);
- $V_{ub} > V_{iz}$  – у просторијама се одржава натпритисак у циљу спречавања продора ваздуха из околине (нпр. „чисте“ собе).

### 15.2.3 Одређивање количине ваздуха

Количина свежег ваздуха за вентилацију одређује се према једном од следећих критеријума:

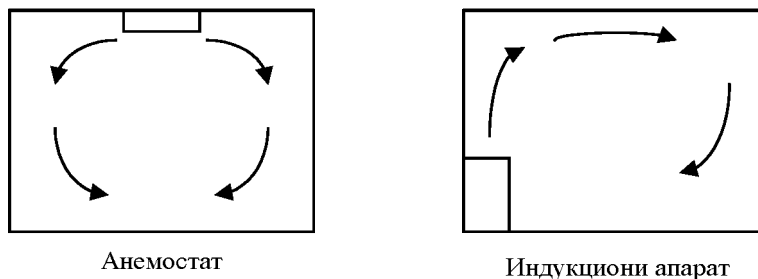
- преко оброка по човеку на сат [ $m^3/h \cdot \check{c}$ ] – користи се у комфорној климатизацији у зависности од намене просторије и жељеног нивоа комфора;
- преко броја измена ваздуха на сат [ $1/h$ ] – зависно од намене и величине просторије;
- на основу максималне дозвољене концентрације загађујуће материје – MDK-вредности. Користи се у индустријској вентилацији и климатизацији када је дефинисан извор загађења (по врсти и интензитету).

### 15.2.4 Системи вентилације



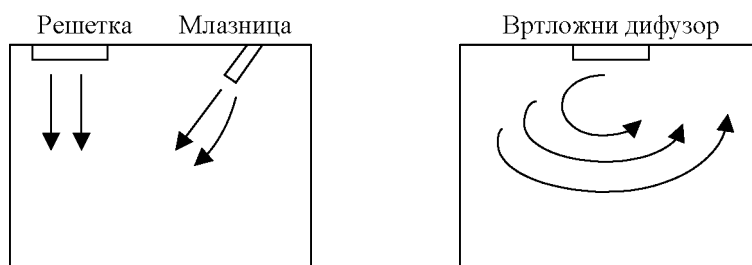
Слика 15.1. Основни системи вентилације

У случају тангенцијалне климатизације, ваздух се убацује дуж неке површине у просторији, најчешће таванице, приања уз њу и тако се повећава домет ваздушне струје (слика 15.2).



Слика 15.2. Тангенцијална вентилација

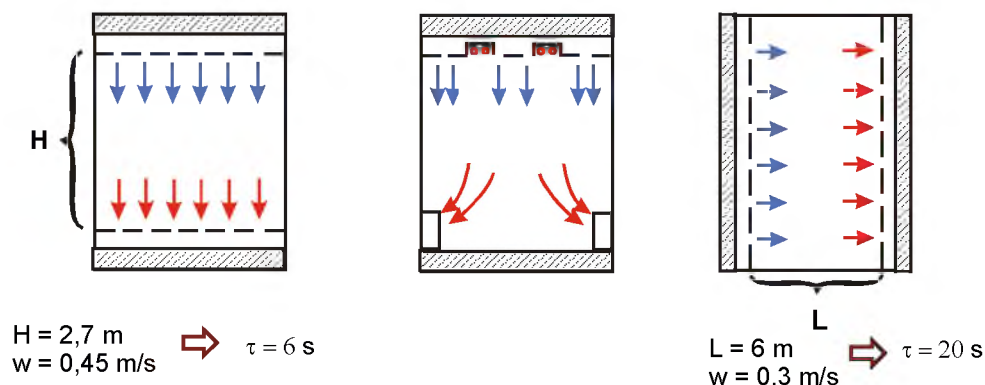
Решетке за убацивање ваздуха по правилу имају покретне ламеле (једноредне или дворедне), помоћу којих се струја ваздуха може усмеравати у жељеном правцу. Основна карактеристика млазница је да имају велики домет млаза ваздуха. Користе се у великим халама, аеродромским зградама, спортским дворанама и сл. За разлику од млазница, вртложни дифузори убацују ваздух спирално и он се интензивно меша с ваздухом у просторији уз велики степен индукције. У просторијама велике висине, користе се вртложни дифузори посебне конструкције, који имају могућност промене угла иструјавања ваздуха. У летњем периоду ваздух се убацује тангенцијално дуж таванице, шири се по просторији, а због веће густине у односу на ваздух у просторији пада наниже до зоне боравка људи. У зимском периоду ваздух се убацује вертикално наниже да би својом кинетичком енергијом савладао узгонску силу и доспео до зоне боравка људи (слика 15.3).



Слика 15.3. Радијална вентилација

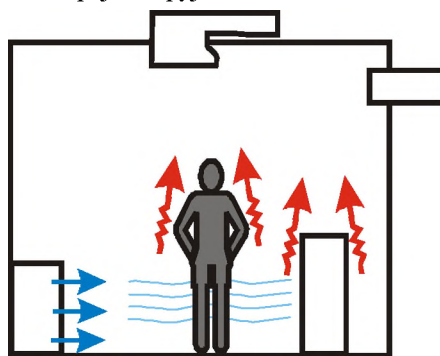
Ламинарно струјање ваздуха примењује се за климатизацију простора с изузетно високим захтевима за чистоћом ваздуха, када се могућност контаминације из једног дела просторије у други мора свести на најмању могућу меру. На слици 15.4 у левом делу приказан је случај иструјавања климатизованог ваздуха по читавој површини спуштене таванице. Убацни ваздух потискује ваздух у просторији ка дуплом поду где се извлачи из просторије. Време за које ваздух проструји од таванице до пода врло је кратко (око 6 секунди), тако да се овим системом климатизације може достићи број измена ваздуха 600 на сат. У овом случају се број измена не односи на свеж ваздух, него на укупну количину ваздуха за климатизацију. Удео свежег ваздуха у оваквим

системима обично је свега неколико процената. На десном делу слике 15.4 приказано је хоризонтално ламинарно струјање ваздуха. С обзиром на димензије просторије, задржавање ваздуха у просторији је нешто дуже (до 20 s).



Слика 15.4. Ламинарно струјање

Вентилација потискивањем карактеристична је за пословне просторе који се, због великог броја електричних уређаја у њима, углавном морају хладити током целе године. Припремљени климатизовани ваздух убацује се кроз решетке великих димензија смештених при поду просторије малом брзином иструјавања. Хладан ваздух, који има већу густину од ваздуха у просторији, лагано се распростире по целој просторији док не дође у близину тела више температуре. Ваздух се греје топлотом коју одаје човек и као топлији струји навише где се извлачи или кроз решетку у таваници или у зиду у близини таванице (слика 15.5). Слично се догађа и када хладан ваздух доспе до неког електричног уређаја где се загрева услед дисипације топлоте и тако загрејан струји ка таваници.



Слика 15.5. Вентилација потискивањем

### 15.2.5 Вентилатори у КГХ системима

У зависности од намене и потребних техничких карактеристика, у индустријској вентилацији и климатизацији користе се различити типови вентилатора:

- аксијални вентилатори (када је мали пад притиска при струјању ваздуха, док протоци могу бити веома велики);
- центрифугални (у вентилационим и клима коморама за широк опсег протока и напора);
- вентилатори за одвођење масних пара из кухиња или од технолошког процеса (мотор се налази ван струје ваздуха);
- противпожарни вентилатори за одвођење дима и продуката сагоревања у екстремним ситуацијама (уобичајено се захтева отпорност на 400°C у трајању од 2 сата);
- вентилатори у противексплозивној изведби (за извлачење ваздуха у погонима у којима се могу јавити концентрације материја које могу довести до експлозије и пожара).

## 15.3 КЛИМАТИЗАЦИЈА

Климатизација обухвата све функције система грејања и вентилације, плус:

- хлађење ваздуха лети;
- сушење (одвлаживање) ваздуха лети;
- влажење ваздуха зими;
- боље филтрирање ваздуха.

### 15.3.1 Услови угодности

Радам система за климатизацију остварују се следећи термички и хигијенски услови у климатизованим просторима:

- жељена температура ваздуха  $t_v$ , °C;
- средња температура околних површина  $t_o$  (значајна за размену топлоте човека зрачењем);
- жељена релативна влажност ваздуха  $\varphi$ ;
- брзина струјања ваздуха у зони боравка људи  $w$ , m/s;
- чистоћа ваздуха (да нема честица прашине, лако испарљивих материја, али и да буде довољна количина свежег ваздуха);
- одговарајући притисак ваздуха (у смислу контролисаног струјања између просторија).

### 15.3.2 Подела система климатизације

Климатизационо постројење је технички систем којим се у климатизованом простору постижу и одржавају захтевани термички услови средине. Састоји се из низа уређаја и елемената спојених у једну функционалну целину.

Различити захтеви за одржавање унутрашње климе у појединим објектима (грађевински, технолошки, енергетски, еколошки, економски, естетски итд) довели су до развоја великог броја климатизационих система. Сваки од тих система има своје предности и недостатке, што одређује њихов домен примене. Сагледавајући све релевантне параметре, пројектант треба да одабере најрационалније или, тачније, најприхватљивије решење у датим условима јер је усвојено техничко решење често резултат компромиса, а не резултат оптимизације коју спроводи пројектант.

Подела система климатизације може да се изврши према различитим критеријумима:

- Према радном флуиду:
  - ваздушни системи (само је ваздух носилац топлоте до климатизованих просторија);
  - ваздушно-водени системи;
  - водени системи – нису прави системи климатизације;
  - са расхладним флуидом (обично фреоном) – нису прави системи климатизације.
- Према брзини струјања ваздуха кроз канале:
  - системи ниског притиска (максимална брзина струјања ваздуха у каналу је мања од 12 m/s);
  - системи високог притиска ( $w > 12$  m/s; брзина може да има вредност 25 - 30 m/s).
- Према количини ваздуха:
  - са константном количином ваздуха;
  - са променљивом количином ваздуха – варијабилни системи.
- Према броју цеви у систему:
  - двоцевни;
  - троцевни;
  - четвороцевни.

У пракси се примењује десетак основних система климатизације и десетине варијанти и подваријанти. Најчешће примењивани системи климатизације су:

**Ваздушни:**

- једноканални ниског притиска с константном количином ваздуха;
- зонски:
  - са зонским догрејачима;
  - са вишезонском комором;
  - са зонским поткоморама.
- системи високог притиска:
  - са константном количином ваздуха;
  - са променљивом количином ваздуха.

**Ваздушно-водени:**

- двоцевни са пребацивањем (са вентилатор-конвекторима или индукционим апаратима);
- четвороцевни.

Централни једноканални систем ниског притиска са константном количином ваздуха основни је и најједноставнији систем климатизације. То је чисто ваздушни систем – радни флуид је само ваздух. Ваздух се припрема на једном месту, у централној клима комори, а затим се кроз разводне канале доводи у просторије које треба климатизовати. Ако се занемари хлађење/загревање ваздуха при развођењу каналском мрежом, у све просторије долази припремљени ваздух истих параметара (температура, влажност ваздуха).

У клима комори се увек припрема константна количина ваздуха, при чему је једино могуће да се промени однос између количине свежег и рециркулисаног ваздуха. Жалузине отпадног и свежег ваздуха увек су у истом положају, а рецикулациони ваздух је допуна до укупне количине ваздуха која остаје константна.

**15.3.3 Клима комора**

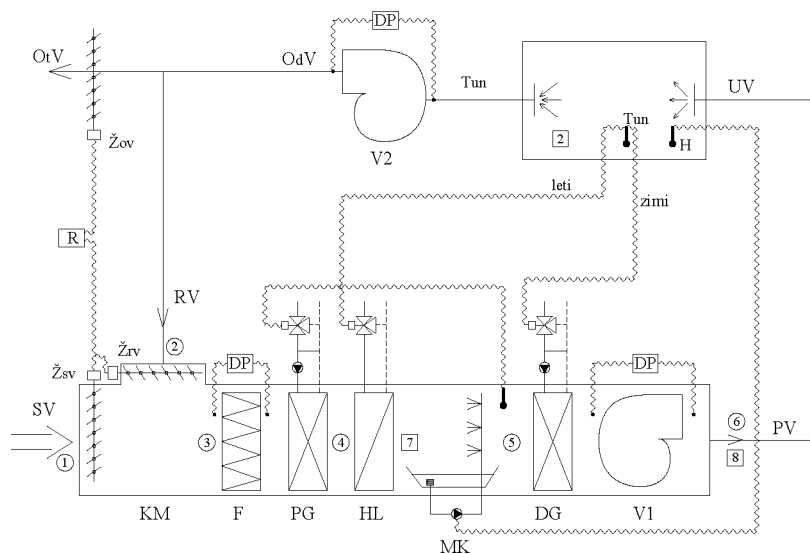
На слици 15.6 приказана је шема једне клима коморе. То је један од могућих, код нас често примењиваних система климатизације. Иначе, могућа су и друга решења. Филтер класе EU-2 до EU-5 пречишћава ваздух за убацивање у климатизоване просторије, а у исто време и штити елементе клима коморе од запрљања.

Грејач је подељен на предгрејач и догрејач и повезан је с разделником топле воде. Ово решење уобичајено је када се влажење ваздуха остварује у магленој комори. Када се влажење ваздуха врши парним овлаживачем или се ваздух уопште не влажи, довољан је један грејач у клима комори. Хладњак има функцију хлађења и сушења ваздуха и повезан је са расхладним агрегатом, односно разделником хладне воде.

У зимском периоду, свеж (спољашњи) ваздух стања 1 адијабатски се меша у комори за мешање са рецикулационим ваздухом стања 2. Мешавина стања 3 се филтрира, загрева у топловодном предгрејачу до стања 4, а затим влажи у магленој комори до стања 5. У зимском режиму рада хладњак је ван функције. Овлажени ваздух се у догрејачу загрева до стања 6, које представља припремљени ваздух и уколико је каналска мрежа релативно кратка, онда је то у исто време и стање убацног ваздуха (ваздуха који се уводи у климатизовану просторију).

У летњем периоду, мешавина свежег и рециркулисаног ваздуха стања 3 хлади се и суши (ваздух се одвлажује) у хладњаку, чија је температура површине  $t_{ph}$  до стања 7. Ваздух се загрева у догрејачу до потребне температуре убацног ваздуха (стање 8). Ваздух се понекад потхлађује у хладњаку, да би се издвојила и одвела потребна количина влаге. Ово решење примењује се када је потребна стриктна регулација влаге у летњем режиму. Ради смањења потрошње енергије за припрему ваздуха, данас се у пракси ретко примењује потхлађивање па догревање ваздуха, већ се хлађење прекида на правцу промене 3-7, чим се достигне потребна вредност убацне

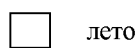
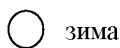
температуре  $t_g$ . Убацни ваздух је нешто влажнији, ваздух у просторији има повећану влажност, (обично у прихватљивим границама), а притом се постижу значајне уштеде енергије у хладњаку и потпуно елиминише потреба за коришћењем догрејача. У летњем периоду, предгрејач и маглена комора су ван функције.



SV – свеж ваздух  
 KM – комора за мешање  
 F – филтер  
 PG – предгрејач  
 HL – хладњак  
 МК – маглена комора  
 DG – догрејач  
 V1 – убацни (потисни) вентилатор  
 PV – припремљен ваздух  
 UV – убацни (доводни) ваздух

T – термометар  
 H – хигростат  
 V2 – одсисни (одводни) вентилатор  
 OdV – одводни ваздух  
 OtV – отпадни ваздух  
 Žrv – жалузина рециркулационог ваздуха  
 Žsv – жалузина свежег ваздуха  
 Žov – жалузина отпадног ваздуха  
 DP – диференцијални пресостат  
 RV – рециркулациони (оптицајни) ваздух

Стања ваздуха:



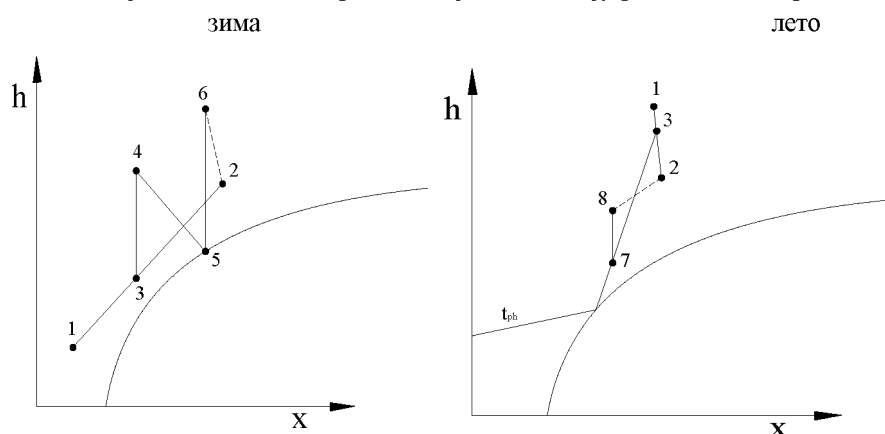
Слика 15.6. Клима комора у централном једноканалном систему

Предгрејач се уобичајено регулише преко температуре тачке росе (термостат се поставља на излазу из маглене коморе). Регулисање догрејача и хладњака је према температури ваздуха у просторији. Чешће се мери температура ваздуха у одводном каналу, јер реалније репрезентује термичко стање у просторији.

Постоји више могућих начина регулисања жалузина. Сигнали за вођење покретача жалузина могу да се добију на основу следећих критеријума:

1. константна температура мешавине (термостат на излазу из коморе за мешање);
2. зависност количине свежег ваздуха од спољне температуре – „трапезни“ дијаграм отварања жалузина (мора да се угради и сензор спољашње температуре);
3. количина свежег ваздуха одређује се у зависности од температуре спољњег ваздуха и температуре одводног ваздуха, тако да се троши најмање енергије за загревање или хлађење ваздуха у клима комори (процесорска јединица одређује оптималан положај жалузина);
4. енталпијско регулисање – слично као 3, осим што се, поред температуре, мери и влажност ваздуха, па се троши најмање енергије за припрему ваздуха.

Око филтера поставља се диференцијални пресостат (који мери пад притиска) и, када се достигне одређена вредност коју прописује произвођач филтера, сигнализира се да треба заменити или очистити задрљани филтер. Диференцијални пресостат постављен је и око вентилатора, и он даје индикацију рада вентилатора.



Слика 15.7. Процес припреме ваздуха у зимском и летњем периоду

#### 15.3.4 Уштеда енергије у системима климатизације

Правилним одабиром система климатизације, избором елемената клима коморе и правилним вођењем процеса припреме ваздуха, могу да се постигну значајне уштеде енергије при раду система за климатизацију:

- осим у прелазним режимима и у летњем и у зимском периоду препоручљиво је радити с минималном количином свежег ваздуха неопходном за вентилацију (остало је рециркулациони ваздух);



- снижењем унутрашње температуре зими за 1 степен постиже се уштеда у потрошњи енергије 5–6%. Слично се постиже и лети дозвољеним повишењем унутрашње температуре у екстремно топлим данима;
- још веће уштеде енергије могу се постићи снижењем релативне влажности ваздуха зими, односно дозвољавањем виших вредности лети;
- предвидети коришћење отпадне топлоте кад год је економично:
- рекуперација топлоте:
  - плочасти размењивач топлоте са унакрсним струјањем ваздуха;
  - два размењивача топлоте повезана цевоводом са мешавином гликол-вода, циркулационом пумпом и аутоматиком;
  - топлотна цев.
- регенерација топлоте - ротациони размењивач топлоте (осим суве топлоте могуће је пренети и влагу).

#### 15.3.5 Енергетски ефикасна решења у КГХ системима

- коришћење отпадне топлоте из индустријских процеса;
- враћање кондензата у котларницу (постиге се двострука уштеда: и енергије и хемијски припремљене воде);
- примена нискотемпературских и кондензационих котлова (већи степен искоришћења горива);
- комбинована производња топлоте и електричне енергије;
- примена топлотне пумпе;
- коришћење топлоте кондензације код расхладних агрегата;
- акумулација леда у периоду ниже цене електричне енергије;
- примена нових и обновљивих извора енергије НОИЕ: сунчева енергија, ветар, биомаса, био-дизел, геотермална енергија, спаљивање отпада.

#### 15.3.6 Одржавање и унапређење система за вентилацију и климатизацију

- примена зонске регулације;
- примена природног проветравања уместо вентилације (када је изводљиво);
- примена ноћне вентилације ради одвођења акумулисане топлоте у грађевинском омотачу и потхлађивања климатизоване просторије ноћу;
- инсталисање централног система за надзор и управљање (ЦСНУ) за КГХ системе;
- избегавати лошу струјну слику на излазу из вентилатора, јер то може да изазова велике губитке енергије;
- избећи или смањити на минимум препреке на усису и излазу из вентилатора;
- редовно чистити (заменити) филтере за ваздух;
- користити вентилаторе са аеродинамичким лопатицама;
- смањити брзину вентилатора на минимално потребну;

- редовно контролисати затегнутост каиша;
- користити моторе с променљивим бројем обртаја за погон вентилатора веће снаге;
- смањити цурење ваздуха из канала;
- искључити вентилаторе када њихов рад није потребан;
- уравнотежити (балансирали) цевну и каналску мрежу;
- користити предгревање зими и потхлађивање лети (пре сати вршне електричне снаге у објекту);
- у зимском периоду, када се објекат не користи, предвидети снижење температуре унутрашњег ваздуха;
- смањити број сати рада климатизационог уређаја (ноћу, викендом, празником);
- користити адијабатско хлађење у областима са топлом и сувом климом;
- у просторијама велике висине инсталирати вентилаторе под таваницом ради смањења стратификације температуре ваздуха;
- размотрити смањење висине просторија;
- користити индустријске хаубе за локално одсисање паре или прашине пре него што се рашири по просторији;
- поправити оштећене флексибилне везе;
- избећи истовремено и грејање и хлађење у прелазним периодима;
- контролисати, очистити и подмазати покретаче жалюзина и клапни (демпера);
- сачинити програм одржавања ефикасности КГХ система: почети енергетским прегледом инсталација и сачинити програм континуалног праћења карактеристика система.

#### 15.4 ГРЕЈАЊЕ ЗГРАДА

У нашим климатским условима грејање зграда траје 5–6 месеци годишње. Да би систем за грејање био што енергетски ефикаснији, потребно је да се максимално искористи топлота ослобођена при технолошком процесу, без прегревања просторија у зимском периоду. У индустријским објектима најчешће се користе следећи системи грејања: парно, топловодно, ваздушно и грејање зрачењем.

##### 15.4.1 Грејање паром ниског притиска

Пара се често примењивала за загревање фабричких хала, када је због технолошког процеса била потребна водена пара, па је у котларници инсталисан парни котло. Са разделника паре, водена пара редукованог притиска (блиског атмосферском) директно се уводила у грејна тела, а кондензат враћао у резервоар кондензата.

Предности грејања воденом паром:

- релативно једноставно;
- брзо ступа у дејство;
- систем се лако проширује;

- нема опасности од замрзавања.

Недостаци грејања паром:

- лоши хигијенски услови (због високе температуре грејних тела);
- лошије регулисање у поређењу са топловодним системима;
- изражена корозија.

Због наведених недостатака, данас се системи грејања паром ретко пројектују и изводе, али још увек су у функцији у неким индустријским објектима.

#### 15.4.2 Топловодно грејање

Најчешће се користи пумпно топловодно грејање температурског режима: разводна вода  $90^{\circ}\text{C}$ , повратна вода  $70^{\circ}\text{C}$  (систем  $90/70^{\circ}\text{C}$  у пројектним условима). У последње време постоји тенденција снижења температуре топле воде. Уколико се користи отпадна топлота или извор обновљиве енергије, примењује се тзв. нискотемпературско грејање, које је за човека угодније, али захтева већу површину грејних тела за исти грејни учинак.

Као грејна тела најчешће се користе:

- радијатори;
- калорифери;
- ваздушне завесе;
- грејни панели.

У индустријским халама најчешће се користе ливени радијатори, јер су дуготрајнији и отпорнији на корозију, ерозију и оштећења. Користе се и челични радијатори, а у административним просторијама алуминијумски радијатори.

Примена калорифера широко је распрострањена за грејање индустријских хала (слика 15.8). Обично раде само са рецикулационим ваздухом, али могу да раде и са уделом свежег ваздуха, тако да поред загревања просторије остварују и функцију проветравања.



Слика 15.8. Изглед топловодних калорифера

Ваздушне завесе (слика 15.9) постављају се изнад врата (ређе бочно), која се често отварају или одређени период времена морају да буду отворена због процеса рада. Функција им је спречавање продора спољашњег ваздуха (зими хладног, а лети топлог) у унутрашњи простор. Ваздушне завесе могу да буду топле и хладне.



Слика 15.9. Ваздушне завесе

#### 15.4.3 Ваздушно грејање

Ваздушно грејање се, по правилу, изводи у комбинацији са вентилацијом.

Вентилациона комора садржи:

- усис свежег ваздуха (уколико се предвиђа и функција вентилације);
- усис рециркулационог ваздуха (када се користи не само за вентилацију, него и загревање простора);
- филтер;
- грејач (обично топоводни);
- вентилатор.

Канали за развод ваздуха најчешће се израђују од поцинкованог лима, мада у зависности од услова у којима раде, могу бити изведени и од других материјала: алуминијумског или бакарног лима, црног челичног лима, полиуретанских „сендвич“ плоча, пластичних материјала и др. Убацивање, односно извлачење ваздуха из просторија обично се изводи помоћу решетки, мада се користе и други елементи за убацивање и извлачење ваздуха.

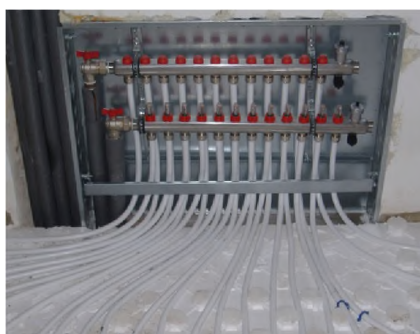
#### 15.4.4 Грејање зрачењем

Грејна тела код којих се највећи део топлоте преноси на околину зрачењем, деле се у зависности од своје температуре на:

- панелно грејање ( $t_{PAN} = 25 - 45^{\circ}\text{C}$ );
- грејање зрачењем ( $t_{GT} = 150 - 2760^{\circ}\text{C}$ ).

**Панелно грејање** карактеристично је за грејање стамбених, пословних и јавних зграда, али се користи и у индустријским објектима. Може се извести на три начина:

- **плафонско** грејање у халама веће висине, или као плафонско хлађење, које може бити видљиво или уливено у таваничну (међуспратну) конструкцију;
- **подно грејање** (слика 15.10), није добро користити и као подно хлађење;
- **зидно грејање и хлађење** (слика 15.11 – најбоље решење за целогодишњи погон);



Слика 15.10 Цевима за подно грејање пре постављања завршног слоја



Слика 15.11 Постављање зидног грејања/хлађења

При пројектовању панелног грејања потребно је наћи оптималан однос између:

- површине панела;
- одавања топлоте по јединици површине (што је функција температуре радног флуида и коришћених материјала).

Предности панелног грејања:

- добра расподела температура у просторији;
- врло угодно нискотемпературско зрачење;
- могућа нижа температура ваздуха у просторији (уштеда енергије);
- нижа температура панела – мања конвекција – мање подизање прашине;

могућност коришћења обновљивих извора енергије (пре свега топлотне пумпе са ваздухом, водом или земљом као извором топлоте);

- естетски разлози – нема видљивих грејних тела у просторији;
- могу се користити и за хлађење лети.

Недостаци панелног грејања:

- велика инертност система – лоше регулисање;
- у фази градње инвестиционо је конкурентно класичним системима грејања (при накнадној уградњи је скупље);
- проблем је ако дође до цурења.

**Грејање зрачењем** класификује се у 3 групе зависно од температуре:

- топлотни извор ниског интензитета  $150 < t < 650^{\circ}\text{C}$ ;
- топлотни извор средњег интензитета  $650 < t < 980^{\circ}\text{C}$ ;
- топлотни извор високог интензитета  $980 < t < 2760^{\circ}\text{C}$ .

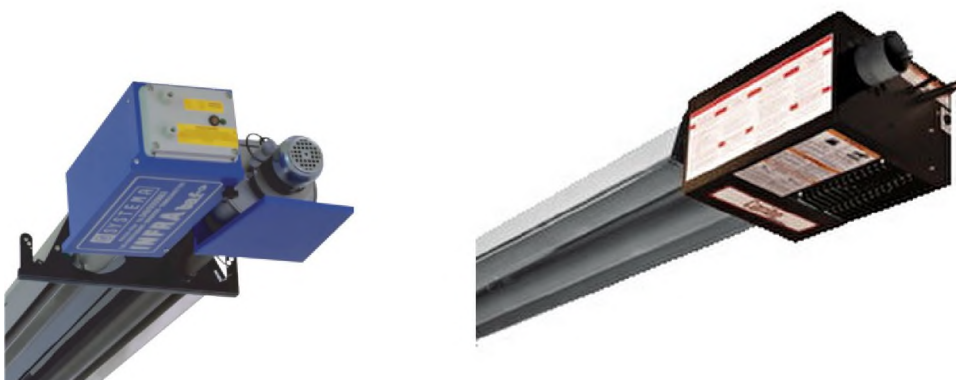
**Примена грејања зрачењем**

У просторима велике запремине у којима је потребно грејати мали део простора (тзв. “тачкасто” грејање):

- хангари за авионе;
- велике фабричке хале;
- магацини;
- стаклене баште;
- спортске дворане.

**Грејање отвореног простора зрачењем:**

- докови;
- баште ресторана;
- отворени базени;
- ложе стадиона;
- отапање леда испред гаража.



Слика 15.12 Инфра црвени грејачи



Слика 15.13 Керамичка и гасна грејалица за отворени простор



Слика 15.14 Грејање објеката зрачењем

#### 15.4.5 Одржавање и унапређење системима за грејање

- побољшање топлотне изолације цевне мреже и арматуре;
- примена зонске регулације;
- локална регулација вентилима с термостатским главама;
- инсталисање топлотних пумпи;
- коришћење обновљивих извора енергије;
- уклонити евентуалне препреке испред радијатора и других грејних тела;
- уколико постоји могућност коришћења више извора топлоте, користити онај за који је гориво тренутно најјефтиније.

#### 15.4.6 Утицајни параметри на потрошњу енергије за грејање

1. климатски фактори;
2. Архитектонско-грађевински утицај:
  - зидови и кровови (топлотна изолованост);
  - прозори (конструкција, пропустљивост Сунчевог зрачења, заптивеност);
  - фактор облика зграде;

- положај стана у згради.
3. КГХ инсталације:
    - избор система;
    - избор енергента;
    - карактеристике опреме за КГХ;
    - аутоматско управљање;
    - одржавање.
  4. Начин коришћења:
    - менаџмент;
    - обрачун трошкова.

### Литература

- [15.1] Тодоровић Б., Климатизација, СМЕИТС, Београд, 2009.
- [15.2] Живковић Б., Стајић З., Мали термотехнички приручник, СМЕИТС, Београд, 2011.
- [15.3] Тодоровић Б., Пројектовање постројења за централно грејање, Машински факултет, Београд, 2009.
- [15.4] Recknagel и др.: Грејање и климатизација 2012, Интерклима, Врњачка Бања, 2012.

### Питања

1. Разлика између комфорне и индустријске климатизације.
2. Пораст захтева за индустријском вентилацијом и климатизацијом у последњих 50 година. Који су основни захтеви?
3. Која је основна разлика између проветравања и вентилације?
4. Основни постулати вентилације и климатизације. Шта морају да остваре КГХ системи и како?
5. Како се одређује количина свежег ваздуха за вентилацију?
6. Основни типови вентилације.
7. Како функционише вентилација потискивањем?
8. Који се вентилатори користе у КГХ системима?
9. Шта обухватају термички услови угодности?
10. Које све функције има систем за климатизацију?
11. Основна подела система за климатизацију.
12. Најчешће примењивани системи климатизације.
13. Основни елементи клима коморе и њихова функција.
14. Регулација рада елемената клима коморе у централном једноканалном систему са константном количином ваздуха.
15. Могуће енергетске уштеде при раду система за климатизацију.
16. Одржавање и унапређење система за вентилацију и климатизацију.



17. Који системи грејања се најчешће користе у индустријским објектима?
18. Предности ливених радијатора у односу на челичне и алуминијумске.
19. Функције ваздушних завеса.
20. Врсте панелног грејања и њихова примена.
21. Предности и недостаци панелног грејања.
22. У којим објектима се најчешће примењује грејање зрачењем?
23. Одржавање и мере за унапређење система грејања.
24. Утицајни параметри на потрошњу енергије за грејање.



## 16. ФИНАНСИРАЊЕ ПРОЈЕКТА И НЕОПХОДНЕ АНАЛИЗЕ

Љиљана Брдаревић

### 16.1 ПАРАМЕТРИ РЕНТАБИЛНОСТИ ПРОЈЕКТА

Главни подстицај за привредно друштво у области индустрије да инвестира у пројекте за унапређење енергетске ефикасности јесте очекивање да ће финансијски резултати премашити трошкове пројекта. Стога је потребно извршити анализу укупних трошкова и резултата пројекта како би се донела правилна одлука о инвестирању. У овом поглављу биће објашњени основни показатељи рентабилности пројекта унапређења енергетске ефикасности, који су предмет анализе изводљивости пројекта, као и параметри за њихов обрачун.

#### 16.1.1 Инвестициона улагања

Инвестициона улагања обухватају капиталне расходе за набавку основних и других средстава неопходних за реализацију пројекта. За потребе спровођења финансијске анализе пројекта, инвестициони расходи састоје се од следећих расхода за: пројектовање и планирање; управљање пројектом (потврде о квалитету); компоненте, опрему и уређаје; монтажу, контролу и тестирање; документ о изграђеном објекту; набавку; обуку; остале трошкове; порезе и ПДВ.

#### 16.1.2 Годишње уштеде

Годишње уштеде представљају, нето уштеде у оперативним трошковима за сваку годину, које су настале као резултат инвестиционих улагања у мере и пројекат енергетске ефикасности. Оне су обично резултат мањих трошкова за енергенте (нпр. електричну енергију и гориво) и мањих оперативних трошкова. Обрачун нето годишњих уштеда, врши се на следећи начин:

$$B = \sum_{t=1}^n B_t P_t + \Delta C_t \quad (16.1)$$

где су:

- $B$ , укупне годишње уштеде;
- $B_t$ , уштеда енергије за једну годину;
- $P_t$ , цена енергије;
- $\Delta C_t$ , уштеда или промена оперативних и трошкова одржавања.

За обрачун уштеда изузетно је важно добро дефинисање базних трошкова. Понекад је потребно извршити корекцију текућих трошкова из изабране базне године, када је функционисање постојећег система испод прописаних стандарда.

### 16.1.3 Технички и економски век пројекта

Технички век пројекта утврђује се на основу физичког трајања опреме неопходне за одређену меру или пројекат. Код пројеката, који су састављени од више мера са различитим физичким трајањем, мора се израчунати потребно понављање мера са краћим техничким веком да би се покрило време трајања мера са најдужим техничким веком.

Економски век пројекта је период у коме пројекат доноси приход (уштеде). Економски век се користи у анализама за оцену финансијске исплативости и економске оправданости пројекта и мера енергетске ефикасности.

### 16.1.4 Вредност новца у времену

Пројекти захтевају инвестициона улагања у почетној години, док се ефекти остварују током низа година у будућности. Да би се омогућило поређење улагања и резултата пројекта, потребно је вршити обрачун вредности новца у времену. Обрачун се врши у два правца у зависности од тога да ли хоћемо да знамо вредност новца који сада имамо након одређеног броја година или желимо да знамо садашњу вредност новца који ћемо остварити у будућим годинама. Утврђивање садашње вредности будућих новчаних прилива из остварених уштеда, као и будућих расхода, омогућује упоређивање различитих мера/пројеката енергетске ефикасности.

**Обрачун будуће вредности новца** (енг. Future value **FV**) врши се укамаћивањем (капиталисањем) расположивог новца. Укамаћивање је увећање вредности расположивог новца, за принос (нпр. камату), која се може остварити у свакој будућој обрачунској години.

$$FV_n = PV_0(1 + ir)^n \quad (16.2)$$

где су:

- $PV_0$ , садашња вредност новца;
- $FV_n$ , будућа вредност новца након;
- $ir$ , каматна стопа;
- $n$ , година у којој ће бити остварена будућа вредност.

**Обрачун садашње вредности новца** (енг. Present value **PV**), који ће се остварити у будућим годинама, врши се дисконтовањем односно свођењем на садашњи тренутак. Дисконтовање је умањење вредности очекиваног будућег новца, за приход (нпр. камату) који је пропуштен у свакој години чекања да се прилив новца оствари. Обрачун садашње вредности новца врши се по следећој формули:

$$PV_0 = \frac{FV_n}{(1 + d)^n} \quad (16.3)$$

где је  $d$  дисконтна стопа

Приликом обрачуна садашње вредности новца, кључни моменат представља **утврђивање дисконтне стопе** која треба да одражава пропуштени могући приход. Висина дисконтне стопе зависи од: структуре извора финансирања пројекта и висине

ризика пројекта. Она се утврђује на основу **просечне цене извора финансирања** пројекта, која се обрачунава по следећој формули:

$$d = C_e W_e + C_d W_d (1 - t) \quad (16.4)$$

где су:

- $C_e$ , цена сопственог капитала;
- $W_e$ , проценат учешћа капитала у укупним изворима финансијских средстава;
- $C_d$ , цена дуга исказана кроз каматну стопу;
- $W_d$ , проценат учешћа дуга у укупним изворима финансијских средстава;
- $t$ , стопа пореза.

Цена капитала зависи од начина на који је привредно друштво сакупило капитал: издавањем обичних акција, преференцијалних акција или реинвестирањем нераспоређене добити:

а) Цена капитала из акумулиране добити је стопа приноса на обичне акције предузећа коју захтевају и очекују акционари. Она се може обрачунати по формули:

$$C_e = r_f + \beta(r_m - r_f) \quad (16.5)$$

где су:

- $r_f$ , безризична стопа приноса која се остварује код ниско ризичних улагања као што су: државне обвезнице и првокласне корпоративне обвезнице
- $r_m$ , просечна стопа приноса тржишног портфолија, који се састоји од свих врста хартија од вредности – као његова апроксимација користи се берзански индекс BELEX15<sup>0</sup>
- $\beta$ , коефицијент мери изложеност предузећа (индустрије) укупном тржишном ризику (тржиште ширег броја индустрија)

б) Цена капитала обезбеђеног издавањем обичних акција већа је од претходне цене капитала за износ трошкова издавања акција (флотациони трошкови) и обрачунава се по формули:

$$C_e = \frac{\text{дивиденда}}{\text{цена акција}(1 - \text{флотациони трошкови})} + \text{стопа раста дивиденде} \quad (16.6)$$

Цена дуга је каматна стопа која је једнака референтној тржишној каматној стопи (нпр. **BELIBOR**<sup>1</sup> или **EURIBOR**<sup>2</sup>) увећаној за премију за кредитни ризик привредног друштва, који процењује банка или инвеститор. Уколико не постоји историја задуживања привредног друштва, на основу кога се може утврдити цена његовог дуга, може се користити податак о каматним стопама банака на одобрене кредите, који објављује Народна банка Србије<sup>3</sup>.

Искључивањем стопа инфлације из обрачунате номиналне дисконтне стопе, може се израчунати реална вредност дисконтне стопе по следећој формули:

$$d_r = \frac{(d_n - i)}{(1 + i)} \quad (16.7)$$

где су:

- $d_r$ , реална дисконтна стопа
- $d_n$ , номинална дисконтна стопа
- $i$ , стопа инфлације (просечан годишњи раст цена)

### 16.1.5 Прост период повраћаја инвестиционог улагања

Прост период повраћаја (енг. pay back period **PBP**) представља време које је потребно да се из будућих прихода пројекта наплате укупна инвестициона улагања. Код једнаких годишњих прихода по основу уштеда за време трајања пројекта, рок повраћаја се обрачунава по формули:

$$PBP = \frac{I}{B} \quad (16.8)$$

где су:

- $I$ , укупно инвестиционо улагање;
- $B$ , годишњи нето приход (нето уштеде).

Недостатак овог показатеља је занемаривање временске вредности новца и прихода, који се остварују у току целокупног рока трајања пројекта. Због тога се се обрачунава динамички период повраћаја инвестиционог улагања, као што следи.

### 16.1.6 Динамички период повраћаја инвестиционог улагања

Динамички период повраћаја инвестиционог улагања представља време које је потребно да се из будућих прихода пројекта сведених на садашњу вредност наплате укупна инвестициона улагања. За његов обрачун потребно је извршити дисконтовање пројектованих будућих прихода пројекта, применом једначине:

$$B \frac{1 - (1 + d)^{-n}}{d} = I_0 \quad (16.9)$$

где су:

- $B$ , годишњи нето приход од уштеда;
- $I_0$ , укупно инвестиционо улагање.

### 16.1.7 Нето садашња вредност

Инвестициони пројекти отпочињу улагањем у “нултој години пројекта”. Након те године, у периоду коришћења пројекта настају приходи и трошкови коришћења пројекта. Уколико од садашње вредности прихода пројекта одуземо садашњу вредност свих инвестиционих и оперативних трошкова, добијамо **нето садашњу вредност пројекта** (енг. Net present value **NPV**). Нето садашња вредност пројекта представља новостворену вредност која преостаје након покрића укупних трошкова пројекта. Она се обрачунава по следећој формули:

$$NPV = \sum_{t=0}^n \frac{B_t}{(1 + d)^t} = \frac{B_0}{(1 + d)^0} + \frac{B_1}{(1 + d)^1} + \frac{B_2}{(1 + d)^2} + \dots + \frac{B_n}{(1 + d)^n} \quad (16.10)$$

где су:

- $B$ , нето прилив (разлика укупних прихода и расхода) у години;
- $n$ , рок трајања пројекта у годинама.

Пројекат је рентабилан, када је нето садашња вредност већа од нуле ( $NPV > 0$ ), односно када су сведени приходи већи од сведених укупних трошкова током економског века пројекта.

Овај показатељ не пружа могућност поређења пројеката са различитом висином инвестиционог улагања, што се превазилази коришћењем коефицијента нето садашње вредности.

### 16.1.8 Коефицијент нето садашње вредности

Коефицијент нето садашње вредности (енг. Net present value ratio **NPVQ**) представља однос нето садашње вредности и садашње вредности укупних инвестиционих расхода. Коефицијент показује колико се годишње зарађује новчаних јединица улагањем једне новчане јединице у пројекат.

$$NPVQ = \frac{NPV}{PVI} \quad (16.11)$$

где је  $PVI$  садашња вредност укупних инвестиционих расхода.

Пројекат је рентабилан када је коефицијент нето садашње вредности већи од нуле ( $NPVQ > 0$ ). С обзиром да коефицијент показује висину новостворене вредности по јединици уложених средстава, он се може користити за рангирање различитих мера и пројеката, који имају различиту висину укупних улагања.

У случају независних пројеката, прихвата се пројекат чији је коефицијент нето садашње вредности већи од нуле. У случају међусобно искључивих пројеката, прихвата се пројекат чији је коефицијент нето садашње вредности највећи.

### 16.1.9 Интерна стопа рентабилности

Интерна стопа рентабилности пројекта (енг. Internal rate of return **IRR**) је она дисконтна стопа, која изједначава садашњу вредност прихода пројекта са садашњом вредношћу укупних трошкова пројекта. То је она дисконтна стопа при којој је нето садашња вредност пројекта једнака нули. Она се обрачунава на основу следеће једначине у којој је  $NPV$  једнака нули:

$$IRR = d \quad (16.12)$$

ако је

$$\frac{B_0}{(1+d)^0} + \frac{B_1}{(1+d)^1} + \frac{B_2}{(1+d)^2} + \dots + \frac{B_n}{(1+d)^n} = 0 \quad (19.13)$$

где су:

- $B$ , нето прилив у  $n$ -тој години;
- $n$ , рок трајања пројекта у годинама.

Овај параметар није могуће извести аналитички, већ се за то користи итеративан поступак. Оцена пројекта на основу  $IRR$  врши се на следећи начин:

- у случају независних пројеката, прихвата се пројекат чија је IRR већа од дисконтне стопе која одражава цену средства за финансирање пројекта
- у случају међусобно искључивих пројеката, прихвата се пројекат чија је IRR већа, уз услов да је иста већа од дисконтне стопе.

Критеријум за одлучивање, за један од алтернативних пројеката, јесте да се одаберу они пројекти који имају највишу интерну стопу рентабилности. Недостатак овог показатеља је то што може да фаворизује пројекте који захтевају мање инвестиције и резултују мањим приносима у апсолутном износу.

#### 16.1.10 Коефицијент користи и трошкова

Коефицијент користи и трошкова (енг. Benefit cost ratio **BCR**) представља садашњу вредност укупних користи пројекта, подељену садашњом вредношћу укупних трошкова пројекта.

$$BCR = \frac{PV(I_b)}{PV(O_c)} \quad (16.14)$$

где су:

- $PV(I_b)$ , садашња вредност укупних користи;
- $I_b$ , приливи по основу користи;
- $PV(O_c)$ , садашња вредност укупних трошкова;
- $O_c$ , одливи по основу трошкова.

За вредност  $BCR$  већу од 1 ( $BCR > 1$ ) пројекат је одржив јер су користи, мерене садашњом вредности прилива, веће од трошкова мерених садашњом вредности одлива. Правило које овде важи јесте да треба одбацити све пројекте са рацио показатељем користи и трошкова мањим од 1. На основу овог рацио показатеља могуће је извршити рангирање пројеката.

## 16.2 ФИНАНСИЈСКА И ЕКОНОМСКА АНАЛИЗА ПРОЈЕКТА

Привредна друштва у области индустрије, као и њихови кредитори и повериоци, заинтересовани су за спровођење пројеката енергетске ефикасности који су финансијски исплативи. Са друге стране, међународни донатори и национални фондови заинтересовани су да обезбеде подстицаје за спровођење пројекта енергетске ефикасности који су економски оправдани, односно оних који имају веће друштвено-економске користи од трошкова. Из наведених разлога, овде ће бити објашњен поступак спровођења финансијске и економске анализе пројеката.

Финансијска анализа је почетна фаза у оцени исплативости пројекта. У току финансијске анализе врши се: 1) формирање табела за анализу новчаних токова прихода и расхода пројекта; 2) оцена финансијске изводљивости (ликвидности) пројекта; и 3) обрачун финансијских показатеља рентабилности пројекта из угла носиоца пројекта и инвеститора.

Уколико је пројекат финансијски рентабилан, он је привлачан за финансирање од стране приватног капитала, без потребе додатног ангажовања јавних подстицајних



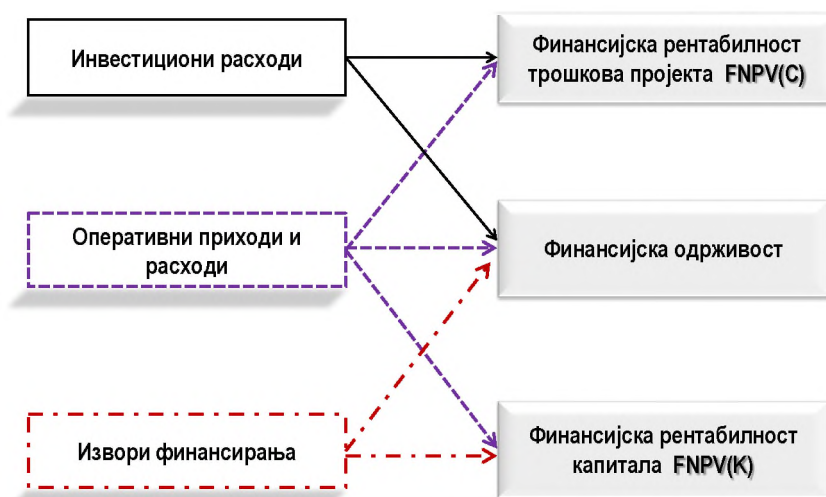
средстава. Одлука о финансирању таквих пројеката може се донети на основу спроведене финансијске анализе.

Уколико пројекат има ниску или негативну стопу финансијске рентабилности, коначна одлука о његовом финансирању доноси се након спровођења анализе економске рентабилности пројекта. Економска анализа омогућује укључивања средстава јавног сектора (донација, трансфера и субвенција) у изворе финансирања пројекта, мерење свих друштвено-економских ефеката пројекта и примену друштвено оправданих цена.

### 16.2.1 Финансијска анализа пројекта

У оквиру финансијске анализе врши се обрачун показатеља финансијске рентабилности пројекта, на основу пројекције новчаног тока прихода и расхода. Она се састоји из креирања табела новчаних токова инвестиционих расхода, текућих прихода и расхода и извора финансирања, потребних за утврђивање ликвидности и рентабилности пројекта:

- Табела **финансијске одрживости (ликвидности)** показује да ли постоји усклађеност новчаног тока прихода са новчаним током расхода пројекта.
- Табела **финансијске рентабилности трошкова пројекта** показује у којој мери приходи надмашују расходе пројекта, без обзира на изворе финансирања пројекта.



Слика 16.1 Структура финансијске анализе

- Табела **финансијске рентабилности уложеног капитала** показује висину оствареног прихода на уложени капитал, односно изворе финансирања пројекта. У изворе финансирања пројекта спадају домаћа јавна и приватна средства, без узимања у обзир иностраних донација.

У циљу креирања правилних табела за спровођења финансијске анализе мора се обратити пажња на дефинисање и обрачун следећих параметара:

- **Временски оквир анализе** означава максимални број година за који се ради прогноза новчаног тока пројекта и који одговара економском веку пројекта. Избор временског оквира има велики утицај на резултате оцене пројекта, односно на вредност показатеља рентабилности пројекта;
- **Укупне расходе пројекта** чине инвестициони и оперативни расходи пројекта. Инвестициони расходи обухватају капиталне издатке за: 1) расходе у току истраживања, оцене и спровођења пројекта; 2) улагања у основна средства и 3) нето обртна средства код појединих пројеката. Оперативни расходи су издаци за редовно пословање, одржавање и набавку средстава која се користе у краћем периоду и редовно обнављају у току трајања пројекта (материјал, сировине, зараде, енергија, текуће одржавање, општи, административни и расходи продаје). Из оперативних расхода треба искључити расходе који не доводе до одлива новчаних средстава, а који се исказују у билансу успеха носиоца пројекта: трошкове амортизације, резервисања за покриће ванредних расхода и за будуће замене. Укључивање трошкова камате зависи од врсте анализе и оцене ефеката пројекта. Они се не укључују у обрачун рентабилности трошкова пројекта FNPV(C), али се укључују у обрачун рентабилности уложеног капитала FNPV(K);
- **Амортизација** не улази у новчани ток за финансијску анализу пројекта с обзиром да не захтева одлив новчаних средстава. Она је трошак исказан у билансу успеха носиоца пројекта. Да ли ће одређена врста имовине бити предмет амортизације, зависи од власништва и начина финансирања и коришћења имовине. Имовина која је у власништву носиоца пројекта, амортизује се у току преосталог века коришћења. Објекти и опрема, који су узети у закуп, по правилу се не амортизују, а закупнина представља оперативни расход који се приказује у билансу успеха носиоца пројекта.
- **Приходи пројекта енергетске ефикасности** остварују се путем: 1) продаје енергије; 2) смањења трошкова енергије; и 3) смањења оперативних расхода.
- **Резидуална вредност** је очекивани износ готовине који ће бити ослобођен када се пројекат ликвидира по истеку века његовог трајања. Главну компоненту те вредности чине преостала фиксна и обртна средства која ће бити продата или приведена другој намени по завршетку пројекта. Остатак вредности приказује се као прилив у финансијском току на крају животног века пројекта

- **Усклађивање цена са инфлацијом.** Анализа рентабилности пројекта може да се врши уз коришћење константних (реалних) цена<sup>4</sup>, које су фиксиране у базној години или применом номиналних цена<sup>5</sup>. Од избора цена зависи избор дисконтне стопе. Дисконтовање новчаног тока исказаног у константним ценама врши се реалном дисконтном стопом. Дисконтовање новчаног тока исказаног у номиналним ценама врши се номиналном дисконтном стопом. Промене релативних цена<sup>6</sup> на тржишту могу имати утицај на обрачун финансијских показатеља рентабилности пројекта. Када се очекује промена релативних цена у будућности, препоручује се коришћење номиналних (текућих) цена у финансијској анализи. С обзиром да се препоруке за примену дисконтне стопе односе на њену реалну вредност, следи формула за обрачун номиналне дисконтне стопе.
- **Дефинисање извора финансирања пројекта** обухвата пројектовање структуре извора средстава и динамике њиховог коришћења.

Након дефинисања укупних прихода и расхода и извора финансирања, могуће је оценити финансијску одрживост (ликвидност) пројекта. Пројекат је ликвидан када не постоји ризик обезбеђивања новчаних средстава за његово спровођење.

Прилив новчаних средстава обухвата: 1) приходе од продаје енергије; 2) приходе од остварених уштеда и 3) нето новчани прилив који је резултат управљања финансијским средствима. Динамика новчаних прилива упоређује се са динамиком новчаних одлива у које спадају: 1) инвестициони расходи; 2) оперативни расходи; 3) отплата дуга са каматом; 4) трошкови пореза и 5) друге новчане исплате (табела 16.1).

Табела 16.1 Финансијска одрживост пројекта

Бр.	Опис прилива и одлива	година			
		1	2	...	n
1	Извори финансирања				
2	Приход од продаје и уштеда				
3	Новчани прилив од резидуалне вредности имовине				
4	<b>Укупан прилив новчаних средстава (од 1 до 3)</b>				
5	Инвестициони расходи				
6	Оперативни расходи				
7	Расходи за камату				
8	Отплата главнице дуга				
9	Расходи за порезе				
10	<b>Укупан одлив новчаних средстава (од 5 до 9)</b>				
11	<b>Нето новчани ток (4–10)</b>				
	<b>Кумулативни нето новчани ток (<math>\Sigma 11</math>)</b>				

Пројекат је финансијски одржив када је кумулативни нето новчани ток позитиван током свих година финансијске анализе.

Следећи корак финансијске анализе је оцена рентабилности пројекта на основу следећих показатеља: финансијске нето садашње вредности (FNPV), финансијске стопе рентабилности (FRR), коефицијента нето садашње вредности (NPVQ) и динамичког периода повраћаја инвестиције (PBP).

Ови показатељи се посебно рачунају за трошкове пројекта, без узимања у обзир извора финансирања пројекта (табела 16.2), а посебно за уложена средства/капитал у току реализације пројекта (табела 16.3).

**Табела 16.2** Рентабилност расхода пројекта

Бр.	Опис прилива и одлива	година			
		1	2	...	n
1	Приход од продаје и уштеда				
2	Резидуална вредност				
3	<b>Укупни приходи (1+2)</b>				
4	Инвестициони расходи				
5	Оперативни расходи				
6	<b>Укупни расходи (4+5)</b>				
7	<b>Нето приходи (3 – 6)</b>				
8	Садашња вредност нето прихода ( $7/(1+d)^n$ )				
	<b>Финансијска нето садашња вредност FNPV(C) (<math>\Sigma 8</math>)</b>				
	<b>Финансијска стопа рентабилности FRR(C)</b>				
	<b>Коефицијент нето садашње вредности NPVQ(C) (FNPV(C)/4)</b>				
	<b>Динамички период повраћаја инвестиције PBP(C)</b>				

FNPV(C) и FRR(C) мере исплативост пројекта у односу на укупне инвестиционе расходе, без обзира на начин њиховог финансирања. FNPV се исказује у новчаној вредности (нпр. RSD или EUR) и зависи од висине инвестиционог улагања. FRR се исказује у процентима или децималима. Она не зависи од величине инвестиционог улагања, али зависи од динамике новчаног тока. NPVQ се исказује као број, који зависи од оствареног прихода и величине пројекта. У оцени рентабилности пројекта најпоузданији показатељи су FNPV и NPVQ. Коефицијент NPVQ омогућује рангирање инвестиционих улагања према исплативости. FRR није увек поуздан показатељ јер не узима у обзир висину инвестиционих расхода.

Ако у следећу табелу унесемо пројектоване приходе и расхода, трошкове извора финансирања и отплату позајмљених и уложених средстава, бићемо у могућности да обрачунамо показатеље финансијске рентабилности уложеног капитала: FNPV(K), FRR(K) и NPVQ(K)<sup>7</sup>.

Табела 16.3 Рентабилност капитала

Бр.	Опис прилива и одлива	година			
		1	2	....	n
1	Приход од продаје и уштеда				
2	Резидуална вредност				
3	<b>Укупни приходи (1+2)</b>				
4	Оперативни расходи				
5	Расходи за камату				
6	Отплата главнице дуга				
7	Приватни капитал				
8	Национална јавна средства				
9	<b>Укупни расходи (од 4 до 8)</b>				
10	<b>Нето приходи (3 – 9)</b>				
11	Садашња вредност нето прихода ( $7/(1+d)^n$ )				
	<b>Финансијска нето садашња вредност FNPV(K) (<math>\Sigma 11</math>)</b>				
	<b>Финансијска стопа рентабилности FRR(K)</b>				
	<b>Динамички период повраћаја инвестиције PBP(K)</b>				

Уколико пројекат има позитивну и високу вредност финансијских показатеља рентабилности, он може бити привлачан за инвестирање приватног капитала. Уколико су вредности финансијских показатеља рентабилности негативне, неопходно је наставити са анализом пројекта, кроз **утврђивање економске оправданости**. Уколико се у наредној економској анализи дође до позитивне вредности показатеља рентабилности, пројекат је вредан улагања јавних средстава за његово финансирање или суфинансирање.

### 16.2.2 Економска анализа пројекта

У оквиру економске анализе (*Cost-benefit CBA*) испитује се оправданост спровођења пројекта из угла користи целог друштва (региона, државе, итд.)<sup>8</sup>, а не само финансијских прихода носиоца пројекта, као у финансијској анализи. Ова анализа је обавезни део студије изводљивости пројекта када се планира финансирање пројекта из донација ЕЗ и фондова међународних финансијских институција.

У основи економске анализе налази се примена економских (обрачунских) цена које се базирају на опортунитетним друштвеним трошковима<sup>9</sup>, уместо несавршених тржишних цена улагања и резултата пројекта. Опортунитетни трошак, односно корист за пројекте енергетске ефикасности представља смањена емисија гасова стаклене баште и смањење трошкова енергије. Прелазак из финансијске анализе у економску анализу састоји се од:

- вршења фискалних корекција: 1) све цене улагања и резултата исказати у нето износу без ПДВ-а и других индиректних пореза; 2) цене улагања, укључујући зараде, исказати у бруто износу са директним порезима; 3) капиталне субвенције и трансфере носиоцима пројекта искључити из прихода пројекта;

- претварања тржишних цена коришћених у финансијској анализи у обрачунске цене, путем дефинисања одговарајућих фактора конверзије за сваку врсту прихода и расхода;
- анализе и вредновања спољних ефеката који стварају друштвене корист и трошкове, а које финансијска анализа не узима у обзир, пошто не стварају новчане токове прихода и расхода.

Уколико друштвене користи и трошкове није могуће исказати у новчаној вредности, потребно их је квантификовати и исказати у неновчаним физичким показатељима. Тиме се доносиоцима одлука, уз показатеље рентабилности пројекта, пружају додатни критеријуми за доношење коначне одлуке о прихватању пројекта.

**Табела 16.4** Друштвене користи и трошкови пројекта енергетике ефикасности

<b>Користи:</b>	<b>Трошкови:</b>
+ Новчане користи од продаје или уштеде енергије	– Отклањање негативних ефеката на ваздух, воду и земљиште
+ Смањење глобалног загревања и негативног утицаја на животну средину и здравље људи, коришћењем обновљивих извора енергије и смањење потрошње енергије и емисије гасова стаклене баште	– Индиректни ефекти губитка земљишта или нарушавања природног амбијента
+ Коришћење фосилних горива и необновљивих извора енергије за друге намене и за будуће потребе	– Губитак ресурса и сировина који би се могли употребити на други начин уз постизање већих користи за друштвену заједницу
+ Смањење потрошње енергије	
+ Смањење увоза енергије	

Показатељи економске рентабилности пројекта: економска нето садашња вредност (**ENPV**), економска интерна стопа рентабилности (**ERR**) и коефицијент користи и трошкова (**BCR**). Обрачун ових показатеља врши се на основу пројектованог новчаног тока укупних користи и трошкова пројекта као у табели 16.5.

Сваки пројекат чија је ERR мања од дисконтне стопе, ENPV негативна, а рацио показатељ BCR мањи од 1 (<1), потребно је додатно преиспитати или одбити. У изузетним случајевима, пројекат се може прихватити ако постоје важне користи које нису изражене новчано, али се онда то мора приказати детаљно.

Табела 16.5 Економска рентабилност пројекта

Бр.	Опис користи и трошкова	година			
		1	2	...	n
1	Фискалне корекције				
2	Укупне екстерне користи				
	2.1. Користи од ефекта 1				
	2.2. Користи од ефекта 2				
3	Приход од продаје и уштеда				
4	<b>Укупне користи (1+2+3)</b>				
5	Екстерни трошкови				
	5.1. Трошкови због ефекта 1				
	5.2. Трошкови због ефекта 2				
6	Инвестициони трошкови				
7	Оперативни трошкови				
8	<b>Укупни трошкови (5+6+7)</b>				
9	<b>Нето користи (4–8)</b>				
10	Садашња вредност нето прихода $(9/(1+d)^n)$				
	<b>Економска нето садашња вредност ENPV (<math>\Sigma 10</math>)</b>				
	<b>Економска стопа рентабилности ERR</b>				
	<b>Коефицијент користи и трошкова BCR</b>				

### 16.3 ФИНАНСИЈСКА АНАЛИЗА НОСИОЦА ПРОЈЕКТ

Реализација пројекта унапређења енергетске ефикасности требало би да допринесе испуњењу укупних циљева предузећа у области индустрије. Стога се, поред анализе рентабилности пројекта, мора анализирати финансијско стање и резултати предузећа као носиоца пројекта, пре и након реализације пројекта. Главни циљ анализе је оцена укупних ефеката пројекта током реализације и коришћења на финансијско стање и резултате предузећа.

Може се десити да пројекат са високим параметрима рентабилности (високим уштедама оперативних расхода) проузрокује дефицит у новчаним токовима предузећа услед високих инвестиционих улагања у току реализације. У таквим случајевима, предузеће мора да обезбеди додатна средства за финансирање реализације пројекта. Могућност обезбеђивања додатних средстава путем задуживања, директно зависи од финансијског резултата и задужености предузећа.

Поред анализе могућности самофинансирања пројекта и/или задуживања неопходно је идентификовати слабости предузећа како би могле да се предузму корективне мере унапређења у циљу успешне реализације пројекта енергетске ефикасности. Основни аспекти финансијске анализе предузећа су: 1) адекватност ликвидности; 2) способност структуре капитала за финансирање пројекта, као и 3) ниво профитабилности имовине предузећа. У овом поглављу објашњени су основни

финансијски извештаји који се користе у финансијској анализи и главни параметри ликвидности, задужености и профитабилности предузећа.

### 16.3.1 Финансијски извештаји носиоца пројекта

Финансијска анализа обухвата детаљно испитивање финансијског и економског стања и резултата пословања предузећа. Финансијска анализа се спроводи кроз детаљну анализу основних финансијских извештаја које израђују сва привредна друштва, као што су: 1) биланс стања; 2) биланс успеха и 3) извештај о токовима готовине.

#### Биланс стања

Биланс стања приказује стање предузећа на одређени дан. Саставља се најмање једанпут годишње, на крају фискалне године. Састоји се од упоредног приказа активе, односно средстава и пасиве, односно извора (порекла) средстава којима предузеће располаже (табела 16.6).

Табела 16.6 Биланс стања

	АКТИВА		ПАСИВА
<b>1</b>	<b>СТАЛНА ИМОВИНА</b>	<b>1</b>	<b>КАПИТАЛ</b>
	Нематеријална имовина	<b>2</b>	<b>ДУГОРОЧНЕ ОБАВЕЗЕ И РЕЗЕРВИСАЊА</b>
	Некретнине, постројења, опрема		Дугорочна резервисања
	Дугорочни пласмани		Дугорочне обавезе (кредити, лизинг, х.о.в)
<b>2</b>	<b>ОБРТНА ИМОВИНА</b>	<b>3</b>	<b>КРАТКОРОЧНЕ ОБАВЕЗЕ</b>
	Готовина		Краткоричне финансијске обавезе
	Потраживања резервисања за спорна потраживања)		Обавезе из пословања
	Краткорични пласмани		Остале обавезе
	Залихе		Обавезе по основу пореза и доприноса
	<b>УКУПНА АКТИВА (1+2)</b>		<b>УКУПНА ПАСИВА (1+2+3)</b>

Укупне вредности активе и пасиве морају да буду једнаке. Стога биланс стања мора да задовољи следећу формулу финансијског рачуноводства:

$$\text{Имовина} = \text{Обавезе} + \text{Капитал} \quad (16.15)$$

У билансу стања евидентирају се све економске активности привредног друштва. При свакој пословној трансакцији треба извршити два књижења како би се одржала равнотежа између имовине и обавеза (“систем двојног књиговодства”) као што следи:

- рачуни имовине и рачуни обавеза се истовремено мењају, или
- један рачун имовине се повећава док се други рачун имовине смањује, или
- један рачун обавеза се повећава док се други смањује.



**Биланс успеха**

Биланс успеха приказује све приходе и расходе предузећа остварене у току једне фискалне године са циљем утврђивања резултата пословања, остварене добити или губитка (табела 16.7). Биланс успеха указује на природу економских активности које су предузете у периоду између почетног и крајњег датума биланса стања.

**Табела 16.7** Биланс успеха

Бр.	Опис прихода и расхода
<b>1</b>	<b>ПОСЛОВНИ ПРИХОДИ</b>
	- Приходи од продаје
	- Приходи од премија, субвенција, дотација, донација и сл.
	- Други приходи
<b>2</b>	<b>ПОСЛОВНИ РАСХОДИ</b>
	- Набавна вредност продате робе
	- Трошкови материјала
	- Трошкови горива и енергије
	- Трошкови зарада
	- Трошкови амортизације
	.....
<b>3</b>	<b>ПОСЛОВНИ ДОБИТАК/ГУБИТАК (1-2)</b>
4	ФИНАНСИЈСКИ ПРИХОДИ
5	ФИНАНСИЈСКИ РАСХОДИ
6	ДОБИТАК/ГУБИТАК ИЗ ФИНАНСИРАЊА (4-5)
7	ОСТАЛИ ПРИХОДИ
8	ОСТАЛИ РАСХОДИ
<b>9</b>	<b>ДОБИТАК/ГУБИТАК ПРЕ ОПОРЕЗИВАЊА (3+6+7-8)</b>
10	ПОРЕЗ НА ДОБИТАК
11	Исплаћена лична примања послодавца
12	<b>НЕТО ДОБИТАК/ГУБИТАК (9-10-11)</b>

Биланс успеха мора да задовољи следећу формулу финансијског рачуноводства:

$$\text{Нето добитак} = \text{Приходи} - \text{Расходи} \quad (16.16)$$

Остварени нето добитак може се поново инвестирати у предузеће. Осим нето добитка, биланс успеха дефинише ниво средстава која се издвајају за амортизацију, односно поновно инвестирање у стална средства. Амортизација је од изузетне важности за капитално интензивне индустрије, којом се гарантује физичко одржање имовине и процеса рада.

**Извештај о токовима готовине**

Извештај о токовима готовине је приказ новчаних токова проистеклих из пословних, инвестиционих и финансијских активности предузећа у одређеном временском периоду (табела 16.8). Користи се за процену способности предузећа да генерише

готовину и потребе предузећа да ту готовину користи. Омогућава оцену ликвидности у претходном периоду и пројекцију новчаних токова за наредни обрачунски период. За састављање извештаја користе се биланс стања, биланс успеха и друге информације из рачуноводственог система предузећа.

**Табела 16.8** Извештај о токовима готовине

Бр.	Опис
<b>ТОКОВИ ГОТОВИНЕ ИЗ ПОСЛОВНИХ АКТИВНОСТИ</b>	
1	Приливи готовине из пословних активности
2	Одливи готовине из пословних активности
3	Нето прилив/одлив готовине из пословних активности (1-2)
<b>ТОКОВИ ГОТОВИНЕ ИЗ АКТИВНОСТИ ИНВЕСТИРАЊА</b>	
4	Приливи готовине из активности инвестирања
5	Одливи готовине из активности инвестирања
6	Нето прилив/одлив готовине из активности инвестирања (4-5)
<b>ТОКОВИ ГОТОВИНЕ ИЗ АКТИВНОСТИ ФИНАНСИРАЊА</b>	
7	Приливи готовине из активности финансирања
8	Одливи готовине из активности финансирања
9	Нето прилив/одлив готовине из активности финансирања (7-8)
10	<b>Укупан прилив готовине (1+4+7)</b>
11	<b>Укупан одлив готовине (2+5+8)</b>
12	<b>НЕТО ПРИЛИВ/ОДЛИВ ГОТОВИНА (10-11)</b>
13	Готовина на почетку обрачунског периода
<b>ГОТОВИНА НА КРАЈУ ОБРАЧУНСКОГ ПЕРИОДА (12+13)</b>	

Укупни токови готовине у извештају се класификују на следећи начин:

- *Токови готовине из пословне активности* представљају елементе за утврђивање нето добитка у билансу успеха;
- *Токови готовине из активности инвестирања* утичу на биланс стања, а односе се на вредновање и селекцију улагања чији је рок дужи од једне године: продаја и набавка основних средстава, обвезница и акција других предузећа;
- *Токови готовине из активности финансирања* настају у односу са власницима и повериоцима предузећа: продаја акција и обвезница, задужење, исплата дивиденде и отплата кредита. По правилу не утичу на биланс успеха.

Сви токови готовине се сабирају ради утврђивања нето готовине на крају периода извештавања. Уколико је нето готовински ток позитиван, предузеће може промптно да финансира своје обавезе из сопствених средстава. Уколико је нето готовински ток негативан, предузеће не може да финансира обавезе из сопственим средствима и излаз мора да тражи у позајмици. Извештај о токовима готовине представља важан алат који се користи за финансијско планирање и за финансијску оцену пројекта.

### Преглед производних трошкова

Поред основних финансијских извештаја, постоје и други извештаји који се припремају током финансијске анализе предузећа и пројекта. Такав извештај је преглед производних трошкова који настају током пословања производне јединице (табела 16.9). Производни трошкови су исказани у билансу успеха и они се одузимају од прихода од продаје: трошкови сировина, материјала, зарада, горива и енергије и комуналних услуга итд. Ови трошкови деле се на: фиксне и варијабилне. *Фиксни трошкови* се не мењају са променама обима производње у кратком року. *Варијабилни трошкови* се мењају са променом нивоа производње.

Табела 16.9 Преглед производних трошкова

Бр.	Опис
1	Трошкови материјала и сировина
2	Директни трошкови рада (зараде и сл.)
3	Трошкови погонске енергије (гориво, електрична енергија, итд.)
4	Трошкови других комуналних услуга и режијски трошкови
5	Резервни делови и компоненте
6	Остали трошкови поправки и одржавања
7	<b>ФАБРИЧКИ ТРОШКОВИ (од 1 до 6)</b>
8	Административни режијски трошкови
9	Трошкови продаје
10	Трошкови дистрибуције
11	<b>ТРОШКОВИ ПОСЛОВАЊА (7+8+9+10)</b>
12	Амортизација
13	Трошкови финансирања
	<b>УКУПНО ПРОИЗВОДНИ ТРОШКОВИ (11+12+13)</b>

Приликом инвестирања у пројекте енергетске ефикасности неопходно је да се процене трошкови набавке енергије и да се исти изразе у виду процента од укупних производних трошкова или као показатељ енергије утрошене по јединици производа.

#### 16.3.2 Анализа ликвидности

За потребе финансијске анализе пројекта енергетске ефикасности потребно је израчунати рацио редуциране ликвидности (RRL) који мери способност предузећа да испуњава доспеле обавезе. Рацио се израчунава на основу биланса стања тако што се од обртне имовине одбију залихе и добијени износ подели са краткорочним обавезама:

$$RRL = \frac{\text{обртна имовина} - \text{залихе}}{\text{краткорочне обавезе}} \quad (16.17)$$

Рацио редуциране ликвидности мери способност предузећа да изврши краткорочне обавезе без ослањања на продају залиха које су најмање ликвидан део обртне имовине. Вредност коефицијента би требало да буде већа од од јединице (> 1).

Приликом оцене пројекта за унапређења енергетске ефикасности, требало би да се израчуна коефицијент ликвидности предузећа пре и после реализације пројекта. Разлика између ова два податка показује да ли ће ликвидност предузећа бити унапређења спровођењем пројекта.

### 16.3.3 Анализа структуре капитала

Структура капитала предузећа може бити одлучујућа приликом доношења одлуке о начину финансирања пројекта унапређења енергетске ефикасности, посебно код капитално интензивних пројеката. Брз начин утврђивања структуре капитала је обрачун стопа задужености (*енг. Debt Ratio DR*) у односу на укупну имовину по следећој формули:

$$DR = \frac{\text{укупан дуг}}{\text{укупна имовина}} \quad (16.18)$$

Стопа задужености показује колики је проценат пословних средстава финансиран средствима кредитора и других поверилаца. Остали део средстава се финансира из сопственог капитала. Предузећа са великим учешћем дугова у изворима финансирања изложена су већем финансијском ризику. Ако је стопа задужености ниска, предузеће има већи „капацитет задуживања“, што значи да ће моћи лакше и под повољнијим условима да се задужи за финансирања пројекта. Из угла кредитора и инвеститора стопа задужености би требало да буде на умереном нивоу испод 50%.

### 16.3.4 Анализа профитабилности

Рентабилност (профитабилности) изражава ефективност коришћења, односно зарађивачку моћ имовине и уложеног капитала. Зарађивачка моћ је способност предузећа да генерише нову вредност, која је циљ финансијског управљања и која представља примарно обезбеђење интереса власника и кредитора предузећа. Овде ћемо објаснити глобалне показатеље рентабилности који мере висину нето добитка који доноси сваки динар ангажованих пословних средстава. Нето добитак представља вишак прихода над расходима који би могао да буде употребљен за финансирање пројекта, а да предузеће у несмањеном обиму може да настави процес активности.

Стопа нето-приноса на укупну имовину (*енг. Return on assets ROA*) рачуна се по следећој формули

$$ROA = \frac{\text{нето – добитак}}{\text{просечна укупна имовина}} \quad (16.19)$$

*ROA* мери висину нето добитка који доноси сваки динар укупно ангажованих пословних средстава.

Стопа нето-приноса на капитал (*енг. Return on equity ROE*)

$$ROE = \frac{\text{нето – добитак}}{\text{просечна сопствена имовина}} \quad (16.20)$$

*ROE* мери висину нето добитка који доноси сваки динар укупно ангажованих сопствених средстава, односно капитала. Овај показатељ зависи од структуре капитала предузећа.

*ROA* и *ROE* се налазе у интерактивном односу. Везу између ова два показатеља успоставља рацио задужености, а математички се изражава као:

$$ROE = \frac{ROA}{1 - \text{степен задужености}} = \frac{ROA}{1 - \frac{\text{позајмљена средства}}{\text{укупни извори}}} \quad (16.21)$$

Ова веза је веома важна јер указује на везу степена задужености и стопе приноса на сопствени капитал. Наиме, уколико предузеће оствари већу стопу приноса на укупно ангажовани капитал (*ROA*) од цене коју плаћа на позајмљене изворе, тај "вишак" приноса после покрића камате остаје предузећу на располагању и служи као подршка умањењу сопственог капитала.

## 16.4 ИЗВОРИ ФИНАНСИРАЊА ПРОЈЕКТА

Пројекти унапређења енергетске ефикасности могу бити финансирани из свих извора средстава која су расположива на финансијском тржишту као што су: сопствени капитал носиоца пројекта, зајмови међународних финансијских институција, кредити комерцијалних банака, лизинг, јавно-приватно партнерство, иностране донације и др. У наставку ће бити објашњени наведени извори финансирања.

### 16.4.1 Самофинансирање

Самофинансирање је финансирање пројекта сопственим средствима власника пројекта или капиталом друштва који обезбеђују остали инвеститори. Оно је прикладно за финансирање релативно јефтине мера унапређења енергетске ефикасности са кратким роковима повраћаја инвестиције.

### 16.4.2 Зајмови иностраних банака

Иностране банке су међународне финансијске институције и развојне банке других држава које своју кредитну активност обављају у Републици Србији: Светска банка, Европска инвестициона банка, Европска банка за обнову и развој и Немачка развојна банка KfW.

**Светска банка** (World Bank – даље: **WB**) даје зајмове за развој јавног сектора владама чланицама, али не и приватном сектору. Зајмови могу да буду везани за: 1) заједничко финансирање пројеката са комерцијалним банкама; 2) давање савета владама у погледу инвестиција у енергетику и 3) давање гаранција у циљу смањења ризика пласмана комерцијалних банака. Приликом конкурисања за средства WB, неопходан услов је да постоји урађена "Cost benefit" анализа предложеног пројекта енергетске ефикасности.

Табела 16.10 Предности и недостаци самофинансирања

Предности самофинансирања	Недостаци самофинансирања
Може да предузме свако предузеће које располаже финансијским средствима	Пројекти треба да буду рентабилнији за инвестирање у односу на друге пројекте
Целокупан процес је под контролом власника	Ризик неуспеха пројекта носи власник
Остваривање финансијских ефеката одмах након имплементације пројекта	Власници и менаџери предузећа одлучују о приоритетним пројектима за инвестирање
Не поставља се питање кредитне способности предузећа	Пројекти ЕЕ нису атрактивни као инвестиције у проширење или диверсификацију бизниса
Избегавање преговора и уговорних обавеза према финансијским институцијама	Обезбеђивање средства за инвестицију на почетку имплементације пројекта
Флексибилност у реализацији пројекта	
Избегавање припреме елабората о пројекту и пословним плановима у току аплицирања за позајмљена средства	
Кредити се могу употребити за финансирање других пројеката	

**Европска инвестициона банка** (European Investment Bank – **EIB**) је финансијска институција Европске уније која одобрава зајмове владама држава у којима се пројекти спровode у висини од преко 25 милиона евра. Корисници кредита могу да буду директно и власници пројеката у јавном и приватном сектору и банке. EIB нуди кредитне линије домаћим финансијским институцијама, које из њих одобравају кредит или лизинг малим и средњим предузећима. Ова средства су доступна код: Banca Intesa и Intesa Leasing, Erste bank, Credit Agricole, Société Générale Банка и Raiffeisen Leasing.

**Европска банка за обнову и развој** (European Bank for Reconstruction and Development – **EBRD**) врши кредитирање и улагање капитала у: 1) финансијске институције; 2) приватни сектор (оснивање, кредитирање и докапитализација предузећа) и 3) јавни сектор (држава, локалне самоуправе, јавна предузећа итд.). У пројекте енергетске ефикасности, које финансира EBRD спадају: 1) пројекти у јавним зградама; 2) реконструкција централног даљинског грејања; 3) модернизација зграда са акцентом на уштеду енергије; 4) јавна расвета; 5) когенерација; 6) развој и производња енергетски ефикасних технологија и материјала; 7) оснивање предузећа за пружање енергетских услуга и 8) обновљиви извори енергије. Основне претпоставке за финансирање пројеката енергетске ефикасности од стране EBRD су: 1) подршка владе за инвестирање у пројекте енергетске ефикасности; 2) тржишно

формирање цене енергије; 3) јединствена цена енергије за све кориснике; 4) рентабилност пројекта; 5) обједињавање пројекта мање вредности у циљу заједничког финансирања да би се достигла вредност од 5 милиона евра; 6) одобравање кредитних линија домаћим банкама у циљу финансирања пројекта мање вредности; 7) стручна оспособљеност домаћих банака за кредитирање ових пројекта; 8) развој предузећа за пружање енергетских услуга. Финансирање од стране EBRD-а може да тражи само носилац пројекта, на основу свеобухватне студије изводљивости пројекта. Финансирање пројекта мање вредности EBRD врши посредно, одобравањем кредитних линија домаћим банкама, за њихово кредитирање.

**Немачка развојна банка** (Kreditanstalt für Wiederaufbau – **KfW**) обезбедила је значајна средства за кредитирање привреде и јавног сектора у области унапређења енергетске ефикасности и коришћења обновљивих извора енергије. KfW врши директно финансирање великих пројекта, као и индиректно финансирање мањих пројекта посредством домаћих банака. У припреми су две нове кредитна линија посредством домаћих банака: Еко-кредити и Green Finance Facility.

Табела 16.11 Услови зајмова иностраних банака

Услови/банка	EIB	EBRD	KfW
Носилац пројекта	Јавни и приватни сектор	Јавни и приватни сектор	Јавна предузећа
Подобност пројекта	сви исплативи пројекти	- смањење потрошње енергије /емисије CO <sub>2</sub> минимално 20% - период овраћаја инвестиције у коришћење обновљивих извора енергије максимално 15 година	
Висина кредита	до 50% инвестиционих трошкова	- минимално 5 мил. евра - до 2,5 мил.евра (посредством домаћих банка)	до 1,2 мил. евра по пројекту (посредством домаћих банка)
Рок кредита	до 20 година	од 5 до 15 година	до 9 година
Период чека	период имплементације	до 5 година директно / до 2 год. посредством домаћих банака	до 3 године
Финансијски подстицај:		10%-15% инвестиције финансиране из кредита из донација ЕУ, када су обезбеђене	

### 16.4.3 Кредити домаћих банака

Домаће банке су основане и послују у складу са прописима који регулишу функционисање финансијског сектора у Републици Србији.

Кредити банака су традиционални начин финансирања пројекта, који се сматра мање флексибилним од самофинансирања. Предуслов за њихово коришћење је презентација кредитне способности предузећа, као и предлога пројекта, тако да банка препозна свој интерес и прихвати ризик финансирања.

Што је тржиште капитала развијеније, то ће бити већа понуда банкарских кредита по повољнијим условима: нижим каматним стопама и дужим роковима отплате.

Кредити могу да буду краткорочни (до 1 године), средњорочни или дугорочни, као и осигурани или неосигурани. Могу бити одобрени у динарима или са девизном клаузулом у зависности од начина обезбеђивања средстава за њихово одобравање: депозити банке или кредитне линије међународних финансијских институција.

**Табела 16.12** Предности и недостаци кредита домаћих банака

<b>Предности банкарских кредита</b>	<b>Недостаци банкарских кредита</b>
Релативно јефтино финансирања у време ниских каматних стопа и за првокласне клијенте	Макроекономски поремећаји могу да утичу на обим и квалитет понуде кредита
Камате и накнаде су оперативни трошак који се одбија од дохотка пре пореза	Непредвидив и скупљи извор финансирања за почетне и мале бизнисе
Брже кредитне анализе и достижнији услови у односу на међународне фин. институције	Камата је фиксни трошак који мора да се плати и када падају активност и зарада
Не утичу на структуру власничког капитала – банке потражују доспелу камату и главницу	Отплата камате и главнице повећава исказан губитак у пословању предузећа
Банке немају утицај на пословну политику предузећа корисника кредита	Обавеза отплате кредита ограничава слободу одлучивања приликом формулисања пословне политике и стратегије
Стабилан и обилан извор финансирања у односу на капитал у стабилним макроекономским условима	Ризик губитка власништва над заложеном имовином због невраћања кредита

#### 16.4.4 Лизинг

Лизинг је начин финансирања набавке основних средстава који се често примењује у индустријском сектору. Користи за набавку разних типова енергетски ефикасне опреме у пројектима свих величина, као на пример за: повраћај топлоте или когенерацију, системе за управљање зградама, системе за грејање, вентилацију и климатизацију. Основни типови лизинга су:

- **Пословни (оперативни) лизинг** подразумева да лизинг компаније задржава власништво над предметом лизинга (опремом) и обавезу његовог одржавања у току трајања уговора. Прималац лизинга врши периодична плаћања, лизинг накнаде која је део његових оперативних трошкова половања.
- **Финансијски лизинг** представља позајмљивање средстава и куповину имовине, која ће се амортизовати, за примаоца лизинга. Право власништва над имовином у лизингу прелази на примаоца лизинг на крају трајања лизинга. Одржавање имовине је обавеза примаоца у току трајања лизинга.

Према важећим позитивним прописима Републике Србије, јавна предузећа могу уговорати финансијски лизинг за набавку опреме и возила. Оперативни лизинг није правно регулисан.



#### **16.4.5 Финансирање од стране трећих лица**

Финансирање од стране трећих лица је финансирање мера унапређења енергетске ефикасности објекта или индустријског процеса од стране уговорног лица, при чему се остварене финансијске уштеде користе за отплату инвестиције. Главни разлози коришћења финансирање од стране трећих лица су: 1) пројекат се спроводи без иницијалних трошкова за корисника енергије/пројекта; 2) плаћања уговорној страни зависе од остварених резултата пројекта (финансијских уштеда) и 3) уговорна страна пружа техничку експертизу пројекта (уштеде енергије). Овај начин финансирања пројекта енергетске ефикасности детаљно је објашњен у следећим поглављима (од 16.6).

#### **16.4.6 Иностране донације**

Канцеларија за европске интергације координира ИПА пројекте међународне развојне помоћи. Ови пројекти се односе на примере прекограничне сарадње. Овакви пројекти имају карактер демонстрације одређене технологије, стицања искустава и стварање могућности за мултипликацију решења. Пројекат се не одобрава, уколико документација није спремна (техничка документација). Најчешће се пројекат уговара две године, док реализација траје три године.

### **16.5 УПАРИВАЊЕ ПРОЈЕКТА И ИЗВОРА ФИНАНСИРАЊА**

На основу оцене финансијске рентабилности пројекта, може се приступити избору извора финансирања између сопствених, позајмљених и подстицајних средстава. Том приликом, врши се упаривање пројекта са расположивим изворима финансирања у циљу постизања најефикаснијег коришћења средстава. Избор извора финансирања зависи од расположивости средстава, приоритета и исплативости пројекта. Адекватан избор може се постићи поштовањем принципа финансирања, инвестирања и субвенционирања пројекта.

#### **Принцип финансирања**

Потребно је изабрати комбинацију сопствених, позајмљених и подстицајних средстава, као и осталих извора финансирања која омогућује постизање највећег резултата на уложена средства и која одговара карактеристикама пројекта који се финансира. Пројекти са ниском финансијском рентабилношћу могу бити финансирани из сопствених средстава, под условом да је изабрана најисплативија опција за дати пројекат. Профитабилни пројекти могу бити финансирати из комбинованих извора финансирања или у потпуности из позајмљених извора финансирања, као што су кредити и приватни капитал по моделу јавно-приватног партнерства.

#### **Принцип инвестирања**

За инвестирање приватног капитала по моделу јавно-приватног партнерства, требало би изабрати оне пројекте чија је рентабилност једнака или већа од просечног цене

капитала обрачунате по формули (16.4). Рентабилност пројеката мери се стопом рентабилности уложеног капитала у пројекат ( $FRR/K$  и  $FNPV/K$ ), као што је објашњено у поглављу 16.2.1 (Финансијска анализа пројекта).

## 16.6 УГОВАРАЊЕ ЕНЕРГЕТСКОГ УЧИНКА

Пројекти енергетске ефикасности могу бити спроведени путем уговарања енергетског учинка. Оно јесте аранжман између привредног друштва које је власник објекта и/или индустријског система (даље: Корисник) и Испоручиоца енергетских услуга за побољшање енергетске ефикасности. Енергетску услугу пружа правно лице и предузетник (ESCO) на основу уговора. Енергетска услуга може обухватити и енергетски преглед, пројектовање, грађење, реконструкцију, енергетску санацију, одржавање објеката, као и управљање и надзор над коришћењем енергије. Право на обављање делатности енергетског прегледа, пројектовања, грађења, реконструкције, адаптације, санације и одржавања објекта који је предмет уговора о енергетској услузи остварује се по закону и посебним прописима.

Средства за извођење енергетских услуга обезбеђује Извршилац, у целости или делимично, из властитих извора или од трећих лица. Вредност улагања за уведене мере побољшања енергетске ефикасности и трошкове Корисник плаћа Извршиоцу према уговором одређеном нивоу побољшања енергетске ефикасности, односно из остварених уштеда трошкова за енергију. Извршилац енергетских услуга, односно трећа страна сноси, у потпуности или делом, финансијски, технички и комерцијални ризик реализације енергетске услуге.

Корисници енергетске услуге могу бити сва правна лица из јавног и приватног сектора. Упркос томе, у наставку ће бити стављен акценат на опис уговарање енергетског учинка од стране јавних предузећа, због сложености законом регулисаних процедура спровођења.

### 16.6.1 Правни основ уговарања енергетског учинка од стране јавног предузећа

Финансирање пројеката енергетске ефикасности у јавном сектору од стране трећих лица представља јавно-приватно партнерство (даље: ЈПП), између јавног тела/предузећа (Корисника) и приватног партнера (Извршиоца). Међу бројним законима, издвајамо кључне који дају правни основ за успостављање ЈПП: Закон о ефикасном коришћењу енергије, Закон о комуналним делатностима, Закон о јавно-приватном партнерству и концесијама (даље: ЗЈПК) и Закон о јавним набавкама (даље: ЗЈН).

У циљу регулисања унапређења енергетске ефикасности путем ЈПП, министар рударства и енергетике донео је „Правилник о утврђивању модела уговора о енергетским услугама за примену мера побољшања енергетске ефикасности када су корисници из јавног сектора“ („Сл. гласник РС“, број 41/2015)<sup>10</sup>. Правилником је олакшано уговарање финансирања пројеката енергетске ефикасности од стране трећих лица. Према важећем правном оквиру:

- Успостаљање ЈПП врши се доделом уговора о енергетским услугама за примену мера побољшања енергетске ефикасности (даље: уговор о ЈПП), кроз поступак регулисан законом који уређује јавне набавке;
- Јавно тело (према ЗЈПК) и Наручилац (према ЗН) власник је јавног објекта на ком се спроводи енергетска услуга;
- Извршилац је привредно друштво које пружа енергетске услуге и које се сматра Приватним партнером у складу са ЗЈПК, односно ESCO, у складу са законом који уређује ефикасно коришћење енергије;
- Потписивањем уговора о ЈПП, јавно тело поверава Извршиоцу примену мера унапређења енергетске ефикасности (даље: МУЕ) са циљем уштеде енергије, одговарајуће уштеде у емисији CO<sub>2</sub> и уштеде у оперативним расходима јавног објекта;
- Извршилац потписивањем уговора о ЈПП преузима обавезу остваривања гарантованог смањења потрошње енергије и оперативних трошкова уговорног објекта, као резултат примене мера уштеде енергије.

Модел уговора о ЈПП предвиђа три фазе реализације уговорних обавеза:

- **Припремни период** је период обављања припремне активности, и траје од започињања уговорног периода до потврде Дневника активности од стране уговорних страна;
- **Период имплементације** је период спровођења МУЕ који почиње од завршетка припремног периода и завршава се када уговорне стране потврде Дневник активности у периоду имплементације;
- **Период гарантовања** је период коришћења потенцијала уштеде у току ког се остварује финансијска уштеда на основу спроведених МУЕ. Траје од завршетка периода имплементације до краја уговорног периода.

#### 16.6.2 Финансијски аспекти уговарања енергетског учинка

Финансирање пројекта, односно спровођења МУЕ у току Периода припреме и имплементације, врши Приватни партнер из сопствених или позајмљених средстава на финансијском тржишту. Модел уговора о ЈПП предвиђа могућност суфинансирања спровођења МУЕ од стране Приватног партнера и Јавног тела, у циљу скраћивања трајања уговора о ЈПП.

Отплату инвестираних средстава врши Јавно тело, током коришћења пројекта, из уштеда у текућим расходима за енергију и одржавање јавног објекта и/или система.

Доделом ЈПП уговора о енергетским услугама, Јавно тело унапређује објекат/систем, без обавезе обезбеђивања сопствених средстава за инвестицију. Реализација уговора, омогућава Јавном телу да постигне: 1) уштеде енергије; 2) чување необновљивих извора енергије и животне средине и 3) већу безбедност корисника услуга, уз поштовање прописаних стандарда у пружању услуга.

Приватни партнер преузима, као главну, обавезу да оствари снижавање оперативних расхода за јавни објекат/услугу, применом МУЕ на јавном објекту или систему у уговореном периоду. Он прихвата ову обавезу као свој пословни ризик.

Пословни ризик Приватног партнера састоји се у наплати средстава које је инвестирао у МУЕ на јавним објектима, из остварених гарантованих уштеда у оперативним трошковима уговорног објекта, које му по уговору припадају у облику накнаде коју плаћа Јавно тело.

Референтна цена енергије је непромењива током читавог Периода гарантовања. Стога, промене у цени енергије у току трајања уговора неће утицати на обрачунавање резултата рада Извршиоца и његове накнаде. Исто важи и за промене пореза (са изузетком ПДВ-а), уколико су садржани у референтним ценама енергије.

Својина на имовини коју је Извршилац инкорпорирао у уговорни објекат прелази на Јавно тело у тренутку када уговорне стране потврде Дневник активности у Периоду имплементације и започне Период гарантовања, осим ако није другачије регулисано важећим прописима. Овим трошкови амортизације имовине прелазе у надлежност Јавног тела.

Право уступања потраживања предвиђено је у моделу уговора ради снижавања ризика финансирања пројекта ЈПП. Закључивањем уговора, Извршилац ће имати овлашћење да уступи потраживања основне накнаде финансијеру/банци. Јавно тело неће имати других обавеза према финансијеру/банци.

Добро извршење обавеза Извршиоца покривено је са две банкарске гаранције: 1) за обезбеђење извршења активности у Припремном и периоду имплементације и 2) за обезбеђење остварења гарантоване уштеде (осигурање плаћања пенала у случају неостваривања) у току Периода гарантовања.

Извршење обавеза Јавног тела за плаћање накнаде Извршиоцу гарантовано је меницом која се издаје у складу са важећим прописима о динарском платном промету.

## 16.7 ДОДЕЛА УГОВОРА О ЕНЕРГЕТСКОМ УЧИНКУ

### 16.7.1 Поступак доделе уговора о енергетским услугама

Поступак доделе уговора о енергетским услугама сагласно ЗППК и ЗЈН састоји се из следећих основних корака:

- Идентификација пројекта унапређења енергетске ефикасности од стране стручњака задужених за енергетски менаџмент Јавног тела;
- Формирање стручног тима за припрему предлога пројекта ЈПП;
- Припрема Предлога пројекта унапређења енергетске ефикасности за спровођење по моделу ЈПП без елемената концесије, у складу са ЗППК;
- Прибављање сагласности Комисије за ЈПП да се предложени пројекта може спровести по моделу ЈПП без елемената концесије;
- Усвајање Предлога пројекта од стране надлежног органа Јавног тела према ЗППК;

- Припрема конкурсне документације за доделу уговора о енергетским услугама;
- Спровођење поступка јавне набавке за доделу уговора о енергетским услугама;
- Доношење одлуке о додели уговора о енергетским услугама од стране надлежног органа Јавног тела и потписивање уговора

#### 16.7.2 Финансијски аспекти јавне набавке

У току припреме јавне набавке морају бити испоштоване специфичности доделе уговора о енергетским услугама које су регулисане ЗЛППК. Из тог разлога, овде су наведени основни финансијски аспекти поступка јавне набавке и израде конкурсне документације.

Финансијски капацитет Понуђача као додатни услов за учешће у поступку јавне набавке може да обухвати следеће показатеље и услове: а) позитивна добит пре опорезивања за последње три године; б) укупан годишњи пословни прихода у висини која не премашује двоструку вредност очекиване инвестиције у пројекат/МУЕ; в) укупан капитал у висини од око 10% годишњег пословног прихода и г) познати извори финансирања пројекта у тренутку подношења понуде, без обзира да ли се ради о сопственом капиталу и/или позајмљеним средствима од финансијских институција. Доказ финансијског капацитета од а) до в) су финансијски извештаји за последње три фискалне године уз мишљење овлашћеног ревизора. Доказ обезбеђеног кредита (ако је планиран као извор финансирања) представља писмо о намери банке.

Озбиљност понуде Понуђач доказује тако што у понуди доставља:

- Банкарску гаранцију за озбиљност понуде;
- Писмо о намери финансијске институције да кредитира Понуђача током спровођења пројекта (МУЕ на јавном објекту);
- Писмо о намери финансијске институције да изда банкарске гаранције за добро извршење посла Понуђача у складу са уговором.

Накнаде и пенали које плаћају Понуђач и Извршилац морају бити јасно специфицирани и објашњени у конкурсној документацији у погледу услова и начина остваривања, обрачуна и плаћања, према моделу уговора.

Референтна цена енергије мора бити дефинисана у конкурсној документацији као нето цена (без ПДВ) за јединицу мере енергије. Она мора бити коришћења за израду понуде од стране свих понуђача.

Рок извршења енергетске услуге одређује сваки понуђач у својој понуди, с тим да у конкурсној документацији мора бити наведен најдужи рок трајања ЈПП који је дефинисан Предлогом пројекта унапређења енергетске ефикасности по моделу ЈПП.

Валута за исказивање цене може бити у динарима или еврима. За прерачун цене (исказане еврима) у динаре користи се средњи девизни курс Народне банке Србије, на дан када је започето отварање понуда.

**Образац понуде** мора да садржи следеће обавезне елементе:

- **Референтне вредности за израду понуде:** инсталисани капацитет, годишња потрошња енергије, референтна цена енергије, годишњи трошкови функционисања и одржавања јавног објекта;
- **Рок извршења уговорних обавеза** према периодима из модела уговора;
- **Укупни трошкови** за припрему, имплементацију и управљање МУЕ;
- **Параметри јавног објекта након имплементације МУЕ:** инсталисани капацитети, годишња потрошња енергије, годишњи трошкови енергије, функционисања и одржавања јавног објекта;
- **Гарантована уштеда оперативних трошкова јавног објекта након имплементације МУЕ:** уштеда годишње потрошње енергије и трошкова енергије, функционисања и одржавања јавног објекта;
- **Накнада за Понуђача** за постигнуте гарантоване уштеде и квалитетно функционисање и одржавање објекта;
- Садашња вредност укупних трошкова пројекта за Јавно тело, NPV(C).

**Прелиминарни Финансијски план Понуђача** обавезни је део конкурсне документације за доделу уговора о ЈПП. Понуђач је обавезан да у њему прикаже детаљан преглед укупних трошкова и прихода пројекта у току трајања уговора, сагласно Методологији за анализу добијене вредности у односу на уложена средства у ЈПП и концесијама (Комисија за ЈПП, дана 18.07.2013., доступна на [www.ppp.gov.rs](http://www.ppp.gov.rs)). Неопходно је да наручилац дефинише обрасце за приказ: капиталних и укупних трошкова пројекта, Биланс успеха и новачни ток понуђача. Прелиминарни Финансијски план користи се за оцену понуда и за контролу резултата пројекта у току трајања уговора о ЈПП.

## 16.8 ОЦЕНА ПОНУДА ЕНЕРГЕТСКОГ УЧИНКА

Оцена и избор понуде енергетског учинка може се вршити искључиво на основу критеријума **економски најповољније понуде**, у складу са ЗЈН и ЗЈППК.

Главни и претежни елемент критеријума економски најповољније понуде је нето садашња вредност укупних трошкова пројекта у уговорном периоду NPV(C).

Укупни трошкови пројекта су сви трошкови и ризици који падају на терет Јавног тела у току трајања уговора, укључујући и приходе од трећих лица ако таква могућност постоји. За обрачун садашње вредности укупних трошкова и прихода примењује се дисконтна стопа коју је Јавно тело дужно да објави у конкурсној документацији. Она мора бити једнака дисконтној стопи која је примењена за обрачун компаратора трошкова јавног сектора. Компаратор трошкова јавног сектора представља обрачун укупних животних трошкова и ризика пројекта када га спроводи Јавно тело, а који се односе на пројектовање, изградњу, одржавање, замену, финансирање и друге трошкове током коришћења пројекта.

Остали елементи критеријума за избор економски најповољније понуде енергетског учинка могу бити: смањење утрошка енергије, смањење трошкова за енергију,

квалитет, техничке предности, функционалне особине, економичност, стопа рентабилности итд.

Сврха критеријума економски најповољније понуде је избор понуде која нуди најбољу вредност за новац. Појам, принципи и начин обрачуна вредности за новац детаљно су разрађују у *Методологији за анализу добијене вредности у односу на уложена средства* у ЈПП и концесијама (Комисија за ЈПП, дана 18.07.2013, доступна на [www.ppp.gov.rs](http://www.ppp.gov.rs)).

Предности критеријума економски најповољније понуде у односу на критеријум најниже цене су следеће:

- омогућује узимање у обзир укупних животних трошкова пројекта, а не само инвестицијских трошкова;
- омогућује узимање у обзир квалитета предмета набаве, када је квалитет важан елемент понуде;
- омогућује вредновање различитих иновативних решења понуђача.

## 16.9 МОНИТОРИНГ ПРОЈЕКТА ЕНЕРГЕТСКОГ УЧИНКА

Мониторинг оствареног енергетског учинка означава поређење утrophка енергије и оперативних трошкова са референтном потрошњом енергије и референтним оперативним трошковима који би настали да мере уштеде (МУЕ) нису спроведене. За новчано исказивање потрошње енергије и обрачун оперативних трошкова, примењује се референтна цена енергије. Препорука је да се ниво постигнуте уштеде контролише једном у три месеца да би се олакшала годишња контрола и да би се омогућила брза реакција у случају незадовољавајућих резултата или по потреби извршила ванредна усклађивања.

Извршилац је обавезан да отвори **рачун посебне намене** који омогућује финансијско извештавање и праћење извршења уговора о ЈПП. Рачун посебне намене ће бити једини рачун који Извршилац користи за усмеравање свих примања и вршење свих плаћања у току извршавања обавеза по уговору.

На крају Обрачунског периода, Извршилац подноси годишњи извештај о мерењу и верификацији у складу са Планом мерења и верификација (M&B). На основу испостављеног годишњег извештаја, утврђује се коначни обрачун обавезе плаћање накнаде за обрачунски период.

Током целог периода гарантовања, на основу оствареног енергетског учинка, Извршилац стиче право на накнаду која се састоји из следећих врста накнада:

- **Основна накнада** припада Извршиоцу под условом да је применом МУЕ на уговорном објекту остварио гарантовану уштеду, како је показано применом Плана M&B. Основна накнада израчунава се на основу уговореног процента поделе остварених гарантованих уштеда (може бити 100% или мањи);

- **Накнада за одржавање** припада Извршиоцу за извршено одржавање уговорног објекта које може бити оперативно и превентивно одржавање. Она може бити укључена у основну наредбу или посебно уговорена;
- **Додатна накнада** припада Извршиоцу уколико оствари додатне уштеде, изнад гарантованих. Њено уговарање није обавезно, упркос чињеници да предстаља подстицај за остваривање већих уштеда од гарантованих.

Уколико не оствари уговорну обавезу, Извршилац има обавезу да плати накнаду Кориснику:

- Накнаду (пенал) у случају неостварене гарантоване уштеде која је обично дупло већа од неостварених уштеда;
- **Пенал за лош квалитет одржавања.** На пример, за јавно осветљење пенал се плаћа уколико је број исправних сијалица мањи од минималног броја утврђеног у уговору. Висина пенала обрачунава се на основу броја неисправних сијалица изнад дозвољеног броја и двоструких трошкова годишњег одржавања једне светиљке.

## Литература

- [16.1] Красуља Д., Иванишевић М., Пословне финансије, Економски факултет, Београд, 1999.
- [16.2] Ранковић Ј., Управљање финансијама предузећа, Економски факултет, Београд, 1992.
- [16.3] Бањац М., Ђукановић Д., Матејић М., Галић Р., Брдаревић Ј., Лазаревић Б., Тица С., Приручник за енергетске менаџере за област општинске енергетике, UNDP Serbia, Београд, 2016.
- [16.4] LDK Consultants, Програм обуке за газдовањем енергијом у индустрији, Оцена и финансирање пројеката из енергетике, Агенција за енергетску ефикасност Републике Србије, Београд, 2005.
- [16.5] Guide to Cost-Benefit Analysis of Investment Projects, Economic appraisal tool for Cohesion Policy 2014-2020, European Commission Directorate-General for Regional and Urban policy, 2014.
- [16.6] Закон о јавно-приватном партнерству и концесијама (Сл. гласник РС бр. 88/11 и 15/16)
- [16.7] Закон о ефикасном коришћењу енергије (Сл. гласник РС бр. 25/13)
- [16.8] Правилник о утврђивању модела уговора о енергетским услугама за примену мера побољшања енергетске ефикасности када су корисници из јавног сектора (Сл. гласник РС, број 41/2015)
- [16.9] EBRD in Serbia, <http://www.ebrd.com/serbia.html>
- [16.10] KfW Development bank in Serbia, <https://www.kfw-entwicklungsbank.de/International-financing/KfW-Development-Bank/Local-presence/Europe/Serbia/>
- [16.11] EBRD in Serbia, <http://www.eib.org/projects/loans/regions/enlargement/rs.htm>



**Питања**

1. Објаснити начин обрачуна годишњих уштеда које су резултат инвестиционих улагања у мере и пројекат енергетске ефикасности, као и начин обрачуна садашње вредности новца и будућих прихода и расхода пројекта.
2. Навести основне показатеље рентабилности пројекта унапређења енергетске ефикасности који су предмет анализе изводљивости пројекта.
3. Како се доноси одлука о финансирању пројекта енергетске ефикасности на основу резултата финансијске анализе?
4. Када се врши економска анализа пројекта и на који начин се одлучује о економској оправданости спровођења пројекта?
5. Објаснити значај и начин вршења финансијске анализе носиоца пројекта. Који финансијски извештаји и који главни показатељи стања и резултата предузећа су предмет анализе?
6. Набројати и објаснити изворе финансирања пројекта енергетске ефикасности који су расположиви на финансијском тржишту.
7. Од чега зависи избор извора финансирања пројекта енергетске ефикасности (објаснити основне принципе финансирања пројекта)?
8. Који су важни финансијски аспекти уговарања енергетског учинка приликом поделе одговорности између јавног и приватног партнера у току припреме, реализације и коришћења пројекта енергетске ефикасности?
9. Објаснити правни основ, процедуру и главне финансијске аспекте поступка доделе уговора о енергетском учинку.
10. Објаснити примену критеријума економски најповољније приликом оцене и избора понуда енергетског учинка.
11. Објаснити циљ и начин мониторинга оствареног енергетског учинка током трајања уговора.

---

<sup>0</sup> **BELEX15** представља индекс најликвиднијих акција на Београдској берзи. Намена индекса јесте да мери промене цена најликвиднијих акција на домаћем тржишту капитала. Индекс је пондерисан тржишном капитализацијом и израчунава се свакодневно, у реалном времену. Доступан на <http://www.belex.rs/trgovanje/indeksi/belex15>

<sup>1</sup> **BELIBOR** (Belgrade Inter Bank Offered Rate) је каматна стопа по којој банке у Србији позамљују средства једна другој. Доступан на: [http://www.nbs.rs/internet/latinica/33/33\\_5/kamatne\\_stope/](http://www.nbs.rs/internet/latinica/33/33_5/kamatne_stope/)

<sup>2</sup> **EURIBOR** (Euro Interbank Offered Rate) је референтна каматна стопа на позајмице у еврима међу банкама унутар Еуро-зоне. Висина камате може се усклађивати у односу на тромесечни /3M/, шестомесечни /6M/ и годишњи еурибор /12M/. Утврђује се сваког радног дана у Бриселу. Рачуна се на бази 360 дана од стране Банкарске Федерације Европске Заједнице, а објављује сваког дана у 11 сати пре подне. У Србији банке користе EURIBOR као референтну каматну стопу као основицу формирања номиналних каматних стопа на кредите индексирани у еврима. Доступан на: <http://www.euribor-rates.eu/>

<sup>3</sup> Доступно на: <https://www.nbs.rs/internet/cirilica/80/index.html>

<sup>4</sup> Константне цене су цене из којих је искључена инфлација, применом одговарајуће стопе раста цена остварених у односу на базну годину.

<sup>5</sup> Номиналне или текуће цене су актуелне тржишне цене у тренутку анализе. Ове цене се разликују од константних јер садрже ефекат инфлације

<sup>6</sup> Релативне цене представљају меру размене два производа, коефицијент количине размене два производа и њихових цена.

<sup>7</sup> **FNPV(K)** - финансијска нето садашња вредност капитала, **FRR(K)** - интерна стопа рентабилности капитала и **NPVQ(K)** - коефицијент нето садашње вредности капитала

<sup>8</sup> Прописи Европске комисије који уређују доделу донаторских фондова, изричито захтевају анализу друштвено-економских трошкова и користи за веће пројекте. Ову анализу траже и међународне финансијске институције као што су: EIB, EBRD, World bank – IFC, и др.

<sup>9</sup> Опортунитетни трошак је вредност средства у алтернативној употреби. Ресурси (улагање) који се укључују у јавне пројекте могу бити употребљени другачије. На пример, земљиште на коме ће се градити постројење за прераду отпадних вода може се користити за пољопривреду или стамбену зграду. Радна снага потребна за грађевинске радове може бити употребљена на алтернативни начин. Опортунитетни трошак сваког ресурса мора бити укључен у СВА, чак и онда када не постоји никаква финансијска трансакција.

<sup>10</sup> Он уређује: 1) модел уговора о енергетској услузи за примену мера побољшања енергетске ефикасности јавних објеката и уштедама у оперативним трошковима тих објеката и 2) модел уговора о енергетској услузи за примену мера побољшања енергетске ефикасности јавног осветљења и уштедама у оперативним трошковима јавног осветљења. Очекује се доношење правилника о моделу уговора о испоруци енергије путем ЈПП без елемената концесије.

## 17. ЛИСТА АКТИВНОСТИ ЗА ПОБОЉШАЊА ЕНЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ У ИНДУСТРИЈСКИМ СИСТЕМИМА

У оквиру овог поглавља приказане су типичне мере које се могу спроводити ради уштеде енергије, односно побољшања енергетске ефикасности у различитим врстама индустријских погона и зграда. Побројане активности могу се примењивати у најширем опсегу и нису поређане по редоследу важности.

### 1 ОПШТЕ МЕРЕ

Ознака	Активност
1.1	Побољшање процедура руковођења и управљања енергетским системима - праћење потрошње енергије и утврђивање циљева.
1.2	Унапређење коришћења и процедура одржавања свих енергетских система.
1.3	Уградња и редовно одржавање (укључујући и еталонирање) мерних инструмената ради читавања потрошње: горива, водене паре, топле и хладне воде, компримованог ваздуха, електричне енергије.
1.4	Мерити свако енергетско напајање које је изведено без мерења – потребно је знати шта је нормалан и ефикасан рад – записивати разлоге поремећаја.
1.5	Реконструкције критичних система због унапређења енергетске ефикасности, укључујући побољшања система за регулацију и аутоматско управљање.
1.6	Смањење цурења и губитака топлоте (побољшање изолације) на дистрибутивним цевоводима: топла и хладна вода, пара, топао – хладан ваздух, компримовани ваздух итд.
1.7	Инсталација уређаја за комбиновану производњу топлоте и ел.енергије.
1.8	Инсталација система за корекцију фактора снаге (cosφ).
1.9	Инсталација система за рекулацију топлоте.
1.10	Коришћење обновљивих извора енергије.
1.11	Оптимизација тарифа са снабдевачима енергије - поново извршити уговарање са дистрибутерима енергената (електрична и друге енергије), како би уговори одговарали тренутном оптерећењу и могућим варијацијама.
1.12	Размотрити заједничку куповину енергетских ресурса са суседним погонима, првенствено због управљања вршним оптерећењем.
1.13	Изнајмљен простор често има неефикасну опрему – размотрити побољшање опреме ако ће најам простора трајати дужи временски период.

Ознака	Активност
1.14	Искључити резервну, неактивну или непотребну опрему.
1.15	Утврдити са сигурношћу да су сва енергетска напајања фабричких зона које не раде искључена (укључујући компримовани ваздуха и расхладну воду).
1.16	Инсталирати аутоматско управљање за ефикасну координацију већег броја уређаја истог типа: ваздушних компресора, чилера, расхладних кула, котлова итд.
1.17	Развити и успоставити програм „ефикасност уређаја – одржавање“; Почети енергетским прегледом и наставити праћење, а затим програм „ефикасност уређаја – одржавање“ уврстити као део континуалног програма енергетског менаџмента.

## 2. ЦЕВОВОДИ И АПАРАТИ

Ознака	Активност
2.1	Минимизирати коришћење обилазних водова и смањити протоке кроз обилазне водове, уколико је могуће.
2.2	Елиминисати непотребна мерења протока која изазивају губитак притиска (пригушнице итд.).
2.3	Размотрити алтернативна решења за велике падове притиска на вентилима.
2.4	У току лета искључити системе зимског грејања уређаја и цевовода.
2.5	Подешавати температуре флуида унутар прихватљивих граница како би се смањили нежељени губици топлоте у дугачким цевоводима.
2.6	Ради смањења губитака топлоте, важно је знати да је температура спољашње површине уређаја (апарата, вентила итд.) и цевовода приближно једнака температури флуида.
2.7	Изоловати све неизоловане топле површине и/или извршити поправку оштећене или старе изолације.
2.8	Израчунати економски оптималну дебљину изолације.
2.9	Избегавати директне ударе ветра на цевоводе (уколико је могуће) - губици топлоте значајно расту са брзином ветра.
2.10	Повремено проверити постојеће дебљине изолације – ако је цена енергије (горива) порасла, вероватно је исплативо повећати и дебљину изолације.
2.11	Отворене резервоаре који садрже вруће течности покрити поклопцима.
2.12	Мерити температуру спољашње површине топлих уређаја (апарата, вентила итд.) и цеви – вредности које су више од 50-60°C, нису прихватљиве.
2.13	Одредити оптималне пречнике цевовода на основу економске анализе и извршити замене на критичним деоницама.
2.14	Преверавати факторе запрљања размењивача топлоте и вршити редовна чишћења – 1 mm наталоженог каменца на цевима кондензатора може повећати потрошњу енергије за 40% .

### 3. КОТЛАРНИЦЕ И КОТЛОВИ

Ознака	Активност
3.1	Температура продукта сагоревања на излазу из ложишта треба да буде што је могуће нижа; размотрити могућност уградње економајзера за предгревање напојне воде или предгрејача ваздуха за сагоревање; водити рачуна о појави нискотемпературске корозије при коришћењу горива која у свом саставу имају сумпор.
3.2	Редовна контрола вишка ваздуха; користити аутоматску регулацију и управљање радом горионика (корекција односа ваздух/гориво) на бази мерења концентрације O <sub>2</sub> у продуктима сагоревања.
3.3	Репарација и побољшање изолације ради смањења топлотних губитака - котла, напојни резервоар, сабирник кондензата, суд за отпаривање, дистрибутивне цевоводне мреже, прирубница и арматуре.
3.4	Примена система аутоматског управљања процесом одмуљивања котла.
3.5	Елиминација губитака услед запрљања размењивачких површина котла (каменац и чађ).
3.6	Размотрити могућност снижења притиска паре на излазу из котла (снижење радног притиска котла).
3.7	Размотрити могућност коришћења инвертера на електромоторима вентилатора, дуваљки и пумпи у оквиру котловског постројења.
3.8	Оптерећење котла треба да буде увек блиско номиналном, када је и степен ефикасности највиши; у случају паралелног рада већег броја котловских јединица, спровести оптимизацију ангажовања појединих котловских јединица ради остваривања максималног учинка котловског постројења.
3.9	Замена котла у случају када је уређај постао неефикасан у раду, односно када је уређај испунио предвиђени радни век или када је котловска јединица неадекватног капацитета због евентуалних промена насталих у производном процесу.
3.10	Размотрити доступност и сигурност снабдевања горивом које је главно за погон котла.
3.11	Размотрити могућност унапређења припреме напојне котловске воде.
3.12	Размотрити могућност промене горива.
3.13	Уградња енергетски ефикасних горионика.
3.14	Уклањање делова дистрибутивног цевовода који нису у функцији.
3.15	Дубоко хлађење продукта сагоревања, уколико је могуће.
3.16	Рекулперација топлоте из процеса одмуљивања/одсољавања котла.

#### 4. СИСТЕМИ ДИСТРИБУЦИЈЕ И СНАБДЕВАЊА ВОДЕНОМ ПАРОМ

Ознака	Активност
4.1	Димензије цевовода за дистрибуцију паре и поврат кондензата треба да буду усклађене са препорукама које проистичу из добре инжењерске праксе.
4.2	Ниво притиска паре која се користи код потрошача треба да буде најнижи могућ, уз обезбеђење нормалног и сигурног рада таквог уређаја.
4.3	Одводњавање и конфигурација паровода треба да буду усклађени са препорукама добре инжењерске праксе.
4.4	Потрошачима увек треба обезбедити сувозасићену пару (избегавати случај довођења влажне паре потрошачима).
4.5	Изабрати најбоље решење за примену у конкретним случајевима уколико се захтева директно убризгавање паре.
4.6	Елиминисати све непотребне деонице, као и оне које више нису у употреби код дистрибутивног цевовода.
4.7	Обезбедити ефикасну елиминацију ваздуха из инсталација.
4.8	Обезбедити адекватно одвођење кондензата код процесне опреме тако што ће се: <ul style="list-style-type: none"> <li>• утврдити адекватно место за одвођење кондензата на опреми;</li> <li>• изабрати одговарајући тип одвајача кондензата;</li> <li>• применити систем за праћење рада и превентивно одржавање одвајача кондензата.</li> </ul>
4.9	Предупредити цурења паре на местима спојева, арматури или успед постојања пукотина и отвора на цевоводима.
4.10	Уклонити све што умањује ефикасност транспорта топлоте у систему.
4.11	Обезбедити повраћај целокупне количине кондензата у котларницу; само контаминирани кондензат може бити, након хлађења, испуштен у систем за прикупљање отпадне воде.
4.12	Спречити губитак и обезбедити коришћење отпарка код система за поврат кондензата.
4.13	Обезбедити адекватну изолацију паровода и делова процесне опреме која се загрева.
4.14	Смањити употребу паре где год је то могуће: <ul style="list-style-type: none"> <li>• смањити број радних сати;</li> <li>• смањити количину паре која се користи;</li> <li>• користити ефикаснију технологију транспорта топлоте;</li> <li>• свести све губитке на најмању могућу меру.</li> </ul>

## 5. ИНДУСТРИЈСКЕ ПЕЋИ

Ознака	Активност
5.1	Процес сагоревања треба водити тако да услови одговарају потпуном сагоревању уз минимални вишак ваздуха за сагоревање.
5.2	Температурско поље у радном простору пећи треба да буде такво да се обезбеди максималан учинак пећи.
5.3	Температура у радном простору пећи треба да буде сагласна технолошком захтеву.
5.4	Губитке у околину кроз отворе на пећи свести на најмању могућу меру.
5.5	Оптимизовати услове струјања гасова у радном простору пећи (поље притисака треба да буде такво да обезбеди максималан учинак пећи).
5.6	Вршити рекулацију и коришћење енталпије димног гаса на излазу из пећи, уколико је могуће.
5.7	Рекулерисати отпадну топлоту са загрејаним производима где год је могуће, као и из система за водено хлађење елемената конструкције и опреме пећи.
5.8	Свести на минимум губитке у озиду и кроз зидове пећи.
5.9	Користити савремене материјале за изолацију и озид пећи, где год је могуће.
5.10	Управљати радом пећи тако да пећ ради у радном режиму када је њена ефикасност највиша.
5.11	Избегавати рад пећи који подразумева сталну промену радних параметара (пећ треба да ради у стабилним стационарним условима).

## 6. СУШАРЕ

Ознака	Активност
6.1	Уградња побољшаног система за регулацију и аутоматско управљање.
6.2	Побољшање изолације.
6.3	Уградња синхроних горионика.
6.4	Промена горива.
6.5	Инсталација система за рекулацију топлоте.
6.6	Уградња побољшаног система довода горива.
6.9	Уградња система за одвлаживање (одвајање влаге).
6.10	Рецикулација излазних токова из сушаре.

## 7. ПУМПЕ

Ознака	Активност
7.1	Обезбедити рад пумпе у области оптималног режима рада.
7.2	Избежавати регулисање вентилом, односно пригушивањем.
7.3	Повећати флексибилност система уградњом система за регулисање брзине обртања или секвенцијалном контролом мањих јединица.
7.4	Избегавати рад са обе пумпе када то није неопходно - додати аутоstart или бустер-пумпу у захтевним областима рада.
7.5	Користити бустер-пумпе за оптерећења која захтевају високе притиске.
7.6	Контролисати и одржавати заптиваче како би се смањили губици течности.
7.7	Балансирати систем како би се смањили протоци и снаге пумпе.
7.8	Користити сифонски ефекат за унапређење рада система, односно не користити пумпу на деоници са гравитационим повратом.

## 8. ВЕНТИЛАТОРИ

Ознака	Активност
8.1	Користити профилисане уводнике.
8.2	Обезбедити униформну струју на улазу у вентилатор.
8.3	Елиминисати пригушења на улазу и излазу из вентилатора.
8.4	Редовно чистити исправљаче флуидне струје, филтере и лопатице вентилатора.
8.5	Користити вентилаторе са профилисаним лопатицама обртног кола.
8.6	Значајно смањити број обртаја вентилатора.
8.7	Редовно проверавати затегнутост каишних преносника, уколико је то изводљиво
8.8	Елиминисати измењиве ременице.
8.9	Користити регулаторе брзине обртања за велике варијације оптерећења вентилатора.
8.10	Користити енергетски ефикасне моторе за континуални или приближно континуалан рад.
8.11	Елиминисати процуривања на цевоводу.
8.12	Смањити број кривина у цевоводу.
8.13	Искључити погон вентилатора када нису потребни.



## 9. ДУВАЉКЕ

Ознака	Активност
9.1	Користити профилисане уводнике.
9.2	Смањити ремећење флуидне струје на улазу и излазу из дуваљке.
9.3	Регуларно чистити исправљаче флуидне струје и филтере.
9.4	Значајно смањити број обртаја дуваљке.
9.5	Редовно проверавати затегнутост каишних преносника.
9.6	Елиминисати измењиве ременице, уколико је то изводљиво.
9.7	Користити регулаторе брзине обртања за велике варијације оптерећења дуваљки.
9.8	Користити енергетски ефикасне моторе за континуалан или приближно континуалан рад.
9.9	Елиминисати процуривања на цевоводу.
9.10	Искључити погон дуваљке када није потребна.

## 10. КОМПРЕСОРИ

Ознака	Активност
10.1	Размотрити уградњу уређаја за регулацију брзине обртања на запреминским компресорима за различита оптерећења.
10.2	Користити синтетичка мазива, уколико произвођач компресора то дозвољава.
10.3	Проверавати да ли је температура мазива сувише висока (деградација уља и промена вискозности), као и да ли је сувише ниска (кондензација).
10.4	Редовно мењати уљни филтер.
10.5	Периодично прегледати компресорске хладњаке.
10.6	Користити отпадну топлоту са великих компресора за апсорпциони расхладни уређај, процес предгревања или за разне процесе у систему.

## 11. КОМПРИМОВАНИ ВАЗДУХ

Ознака	Активност
11.1	Пратити рад компресора при делимичном оптерећењу, као и трошкове рада, како би се утврдио енергетски најефикаснији режим рада више ваздушних компресора.
11.2	Прилагодити се губицима у инсталацији и на тај начин избегавати предимензионисање.
11.3	Оптеретити модулационо контролисане компресоре, који користе исту снагу при делимичном и пуном оптерећењу.

Ознака	Активност
11.4	Искључити помоћни компресор када није потребан.
11.5	Снизити притисак компресора на потису на најмању могућу меру – снижење притиска ваздуха од 1 bar доводи до уштеда снаге од 5-7%, као и смањења процуривања ваздуха до 10%.
11.6	Користити максимално разумну тачку росе сушача.
11.7	Искључити сушаче хлађеног и загреваног вазуа када су компресори искључени.
11.8	Користити контролни систем за значајно смањење потрошње енергије на сушачима без грејача.
11.9	Значајно смањити процуривања, велике падове притиска и акумулацију кондензата - процуривање компримованог ваздуха из отвора пречника 1 mm на притиску од 7 bar доводи до губитака снаге од око 0,25 kW.
11.10	Користити контроле дренаже уместо континуалног цурења ваздуха кроз дренажне отворе.
11.11	Користити мали компресор када нема велике потрошње.
11.12	Ваздух усисавати са најхладнијег места, али не и климатизованог – снижење температуре ваздуха од 5°C на усису доприноси смањењу потрошње снаге компресора од 1%.
11.13	Користити ваздух из хладњака за припрему ваздуха у згради у зимском периоду.
11.14	Контролисати да ли су размењивачи топлоте запрљани уљем.
11.15	Контролисати да ли су сепаратори ваздух-уље запрљани.
11.16	Контролисати падове притиска у усисним и филтерима на потису и мењати их одмах након аларма - пад притиска на филтеру од 0,2 bar, уколико је притисак 7 bar и проток 250 l/s, довешће до повећања потрошње снаге на компресору за 1 kW.
11.17	Користити ваљано димензионисан резервоар за складиштење ваздуха под притиском – значајно смањити трошкове одлагања користећи мазиво које има својство потпуне демулгације и ефикасан уље-вода сепаратор.
11.18	Размотрити алтернативе за компримовани ваздух, као што су дуваљке за хлађење, хидраулични цилиндри уместо пнеуматских, електрични актуатори и контролери уместо пнеуматских итд.
11.19	Користити млазнице и вентури уређаје, пре него дување са отвореним линијама компримованог ваздуха.
11.20	Проверити процуривање вентила за дренажу на филтерима/регулационим сетовима компримованог ваздуха – одређени вентили са гумом могу да цуре континуално уколико су оштећени или стари.
11.21	У прашњавом окружењу користити линије паковања са фотохелијом високог интензитета уместо стандардних јединица.

Ознака	Активност
11.22	Разматрање могућности рекуперације топлоте из компресора за грејање просторија, процесе сушења итд.
11.23	Искључити или уклонити делове дистрибутивног цевовода који нису у функцији.
11.24	Филтрација улазног ваздуха до минималног квалитета, као и инсталирање квалитетног третмана за специфичне примене непосредно испред елемената код којих се користи компримовани ваздух као погонски флуид.
11.25	Коришћење посебног компресора на местима где се потражња за ваздухом значајно разликује од осталих делова система.
11.26	Употреба дувалки уместо компресора за радне операција на нижим притисцима.
11.27	Уградња резервоара за компримовани ваздух испред потрошача који захтевају веће количине компримованог ваздуха.

## 12. КУЛЕ ЗА ХЛАЂЕЊЕ ВОДЕ

Ознака	Активност
12.1	Контролисати проток на вентилаторима кула за хлађење на основу температуре охлађене воде.
12.2	Одржавати оптималном температуру воде у складу са захтевима куле за хлађење и потрошача.
12.3	Користити двобрзинске погоне ради контроле протока ваздуха или променљиве брзине ако кула има мањи број вентилатора – ако је кула израђена са више вентилатора користити on-off регулацију на појединачним вентилаторима.
12.4	У случају смањења расхладних потреба искључити одговарајући број вентилатора.
12.5	Покрити базен куле ради спречавања развоја алги, чиме се смањује и запрљање комплетног расхладног система.
12.6	Периодично чистити млазнице за дистрибуцију воде.
12.7	Инсталирати нове млазнице ради остварења правилније дистрибуције воде по пресеку куле.
12.8	Заменили старије типове испуна самогасећим PVC структурним испунама.
12.9	Заменили старије типове одвајача капи модернијим типовима од самогасећег PVC-а.
12.10	Пратити препоруке произвођача у вези слободног простора око кула за хлађење воде (уколико је могуће) и изместити објекте који ометају улаз или излаз ваздуха.

Ознака	Активност
12.11	Оптимизирати угао лопатица на вентилаторима у складу са сезонским оптерећењима куле.
12.12	Кориговати превелики зазор између вентилаторског кола и оплате.
12.13	Поставити конусни прстен ради смањења губитка динамичког притиска на излазу из вентилатора.
12.14	Преусмерити чисти отпадни ваздух из система климатизације зграде на усис куле за хлађење воде у току летњег периода.
12.15	Поправити хидро-изолацију уколико се примети цурење базена испод куле.
12.16	Проверити преливне цеви за воду ради исправног одржавања нивоа у базену.
12.17	Оптимизирати коришћење хемикалија.
12.18	Размотрити третман воде у обилазном воду.
12.19	Оптимизирати и аутоматизирати испуштање воде ради одсољавања.
12.20	Користити воду која се испушта ради одсољавања за друге потребе, уколико је могуће (замена за процесну воду итд.).
12.21	Осмислити и примењивати план за зимски режим рада када је могућа појава наслага леда.
12.22	Инсталирати блокаде које спречавају рад вентилатора када нема протока воде.

### 13. ХЛАЂЕЊЕ (ЧИЛЕРИ)

Ознака	Активност
13.1	Користити кондензаторе хлађене водом пре него ваздушне кондензаторе.
13.2	Проверити потребе за хлађењем, нарочито за старије погоне. Не сматрати да је стари начин и даље најбољи, посебно за енергетски интензивне системе ниске температуре.
13.3	Избегавати предимензионисање уређаја – треба да одговара садашњем оптерећењу.
13.4	Размотрити примену расхладне опреме погоњене гасним мотором за смањење вршне електричне снаге.
13.5	Користити "слободно хлађење" ("free cooling") како би чилер био искључен при хладном времену.
13.6	Вишеструко користити хладну воду (у низу) ако је могуће.
13.7	Претворити резервоар воде за гашење пожара или друге танкове у акумулаторе топлоте.
13.8	Уградити системе за рекулерацију топлоте.

Ознака	Активност
13.9	Кориговати неодговарајућу смешу (концентрацију) гликола која негативно утиче на пренос топлоте или енергију за погон пумпе. Изаоловати инсталацију уколико роси, али прво је заменити у случају појаве корозије.
13.10	Извршити подешавање како би се смањило бајпас топлог гаса.
13.11	Проверити индикаторе влаге/течност.
13.12	Размотрити да ли би промена врсте расхладног флуида побољшала ефикасност.
13.13	Проверити количину пуњења расхладног флуида.
13.14	Проверити испуштање ваздуха, некондензујућих гасова и цурење воде.
13.15	Користити најнижу температуру расположиве воде за хлађење кондензатора која је погодна за чилер. Снижење температуре кондензације за 5°C, резултира смањењем 20–25% потрошње енергије компресора.
13.16	Повисити температуру кључања (испаривања) – повишење температуре испаривања за 5°C смањује потрошњу енергије компресора за 20-25%.
13.17	Одредити економски оптималан проток воде кроз кондензатор.
13.18	Заменити старе чилере или компресоре новим ефикаснијим моделима.
13.19	Користити енергетски ефикасне моторе за континуалан или скоро непрекидан погон.
13.20	Чилер не треба препунити уљем.
13.21	Проучити карактеристике чилера при делимичном оптерећењу и трошкове рада како би се одредио најефикаснији режим рада када се користи више чилера.
13.22	Користити чилере с најнижим трошковима погона за покривање базног оптерећења.
13.23	Одвојити од система чилере и расхладне куле које су ван погона.

#### 14. КГХ (КЛИМАТИЗАЦИЈА, ГРЕЈАЊЕ, ХЛАЂЕЊЕ)

Ознака	Активност
14.1	Подесити систем управљања КГХ системом.
14.2	Размислити о инсталисању централног система за надзор и управљање (ЦСНУ) или система управљања енергијом (ЕМС) или обнављању таквог система који је ван функције.
14.3	Уравнотежити систем у циљу смањења протока и смањити потребе за енергијом дуваљки, вентилатора и пумпи.
14.4	Елиминисати или смањити поновно загревање где год је могуће.
14.5	Користити одговарајућу редукацију (другу поставну вредност) на термостату за управљање КГХ система.

Ознака	Активност
14.6	Користити јутарње претхлађење лети и предгревање зими; нпр. пре периода вршне потрошње електричне енергије.
14.7	Користити акумулациону способност грађевинског омотача зграде у циљу смањења времена рада КГХ опреме.
14.8	Дозволити да температура падне ниско колико је могуће за време некоришћења објекта у зимском периоду (без замрзавања воде у цевоводу или оштећења ускладиштеног материјала).
14.9	, Дозволити да температура порасте колико је могуће за време некоришћења објекта у летњем периоду (без оштећења ускладиштеног материјала).
14.10	Побољшати контролу и коришћење спољашњег ваздуха.
14.11	Користити размењиваче топлоте ваздух-ваздух како би се смањила потреба за енергијом за грејање и хлађење спољашњег ваздуха.
14.12	Смањити број сати рада КГХ система; нпр. ноћ, викенд.
14.13	Оптимизовати вентилацију.
14.14	Вентилисати простор само када је неопходно како би се омогућило да се неки делови искључе када се не користе. Инсталисати посебан КГХ систем за просторе са сталним топлотним оптерећењем; нпр. сервер соба.
14.15	Обезбедити посебан систем за довођење ваздуха у кухиње, перионице, хемијско чишћење, опрему за сагоревање итд. да би се избегло прекомерно извлачење климатизованог ваздуха.
14.16	Користити евапоративно хлађење у сувим климатским условима.
14.17	Смањити влажење или одвлаживање ваздуха током периода када се простор не користи.
14.18	Уградња система за рекулацију топлоте – размотрити коришћење отпадне топлоте помоћу апсорпционог расхладног уређаја.
14.19	Очистити ребрене размењиваче топлоте у КГХ уређајима и „ишчешаљати“ искривљена ребра.
14.20	Унапређење конструкције филтера ради смањења пада притиска и, на тај начин, смањења потребне енергије за погон вентилатора.
14.21	Проверити стање филтера у КГХ систему према распореду (најмање једном месечно) и очистити / заменити, уколико је потребно.
14.22	Проверити рад компресора за пнеуматско управљање: правилан рад, циклус и одржавање.
14.23	Одвојити зону климатизованог утовара и хлађена складишта вратима која се брзо затварају или су изведена провидним ПВЦ-тракастим завесама.
14.24	Инсталисати плафонске вентилаторе за смањење топлотног раслојавања (стратификације) у зонама велике висине.

Ознака	Активност
14.25	Поставити дифузоре за ваздух на оптималној висини у деловима са високим таваницама.
14.26	Размотрити смањење висине просторије.
14.27	Уклонити препреке испред радијатора, подних конвектора и других грејних тела.
14.28	Проверити чистоћу и одговарајући правац зрачења рефлектора на инфрацрвеним грејачима.
14.29	Користити професионално пројектоване индустријске хаубе за извлачење прашине и пара.
14.30	Користити локалне инфрацрвене грејаче за зоне у којима бораве људи, уместо загревања целог простора.
14.31	Користити „тачкасто“ хлађење и грејање; нпр. коришћење плафонских вентилатора у зони боравка људи, уместо хлађења целог објекта.
14.32	Набављати само моделе локалних клима уређаја високе ефикасности.
14.33	Рад локалних клима уређаја водити преко временског програматора (тајмера).
14.34	Уређаји за хлађење не треба да буду предимензионирани – превелики уређаји имаће скраћен циклус" који резултира лошом регулацијом влажности.
14.35	Инсталирати више извора топлоте и користити најјефтиније расположиво гориво у датом тренутку.
14.36	Размотрити уградњу посебног система за довођење ваздуха за одсисне хаубе – не извлачити климатизован ваздух ако није неопходно.
14.37	Смањити на минимум брзине вентилатора у КГХ системима.
14.38	Размотрити примену топлотних пумпи које као извор топлоте користе гно.
14.39	Заптити канале из којих цури ваздух.
14.40	Затворити све отворе око размењивача топлоте с оребреним цевима.
14.41	Поправити лабаве или оштећене флексибилне везе, укључујући и оне код клима комора.
14.42	Елиминисати истовремено грејање и хлађење током прелазних периода.
14.43	Зонирати водене и ваздушне КГХ системе у циљу смањења потрошње енергије.
14.44	Прегледати, очистити, подмазати и подесити лопатице демпера и спојева.
14.45	Примена ноћне вентилације.
14.46	Примена техника природне вентилације.
14.47	Уградња кровног вентилатора.

Ознака	Активност
14.48	Уградња термостатске регулације у одвојеним зонама и на појединачним радијаторима.
14.49	Побољшање изолације дистрибутивних цевовода.

## 15. ЗГРАДЕ

Ознака	Активност
15.1	Заптити спољашње процепе/отворе/пукотине одговарајућим заптивним материјалом - спречавање инфилтрације ваздуха.
15.2	Побољшање изолације - размотрити нова термички изолована врата, термо-прозоре, кровну изолацију итд.
15.3	Поставити ветробране код спољашњих врата.
15.4	Заменити једнослојно стакло изолационим стаклом.
15.5	Размотрити покривање зона прозора и светлосних купола термички изолованим панелима унутар зграде.
15.6	Размислити о замени спољашњих прозора изолованим стакленим блоковима ако није неопходна видљивост, али је потребна светлост.
15.7	Размотрити примену затамњених стакала, рефлексионог стакла, премаза, тенди, настрешница, драперија, завеса. итд., за заштиту осунчаних спољних прозора.
15.8	Користити предности пејзажне архитектуре.
15.9	Додати претпростор или обртна врата на главним спољашњим вратима за запослене.
15.10	Размотрити аутоматска врата, ваздушне завесе, тракаста врата итд. на прометним пролазима између климатизованих и неклиматизованих простора - користити самозатварајућа врата ако је могуће.
15.11	Користити врата на степеништима и у вертикалним пролазима за смањење утицаја „ефекта димњака“ у згради.
15.12	Особље које чисти зграду треба да обавља посао у току радног времена или непосредно након истека радног времена да би се максимално смањили трошкови осветљења и КГХ система.
15.13	Промена боје спољних зидова и крова.
15.14	Уградња унутрашњих или спољних ролетни.
15.15	Примена биоклиматског система.
15.16	Промена режима боравка.



## 16. СНАБДЕВАЊЕ ВОДОМ И ТРЕТМАН ОТПАДНИХ ВОДА

Ознака	Активност
16.1	Рециклирати воду – нарочито се односи на потрошаче који немају критичне захтеве по питању квалитета.
16.2	Рециклирати воду – посебно ако су трошкови канализације везани за потрошњу воде.
16.3	Извршити балансирање рецикулационих система ради смањења протока и енергије за погон пумпи.
16.4	Елиминисати проточне системе хлађења водом.
16.5	Користити само минимални физичко-хемијски третман воде који задовољава захтеве потрошача.
16.6	Поправити сва места где постоји цурење воде.
16.7	Обављати периодична тестирања за подземна цурења цевовода – најлакше се обавља у току празничних прекида у раду.
16.8	Проверити преливне цеви за воду ради исправног одржавања нивоа у базену.
16.9	Пожељна је аутоматизација ради контролисаних испуштања воде из система.
16.10	Обезбедити одговарајући прибор за испирања цевовода.
16.11	Смањити проток воде приликом узимања узорака за тестирања.
16.12	Елиминисати континуирани рад преливних система на резервоарима за воду.
16.13	Одмах поправљати цурење воде у тоалетима и на славинама.
16.14	Користити ограничиваче воде на славинама, тушевима итд.
16.15	Користи најнижу могућу температуру топле воде.
16.16	Размотрити коришћење великих изолованих резервоара ради смањивања грејања у току скупље тарифе, уколико се вода загрева помоћу електричних загрејача.
16.17	Користити више повољно распоређених загрејача воде мале снаге ради смањења топлотних губитака у дугачким цевоводним системима.
16.18	Размотрити закуп мобилних система за третман вода, посебно у случају дејонизоване воде.
16.19	Инсталирати претходни третман воде ради смањења ТОС (total organic carbon) и ВОД (biochemical oxygen demand) такси.
16.20	Проверити тачност читавања на водомеру.

**17. ЕЛЕКТРИЧНА ЕНЕРГИЈА**

<b>Ознака</b>	<b>Активност</b>
17.1	Утврђивање редоследа операција како би се задржао висок фактор оптерећења.
17.2	Померање оптерећења у времену ка периодима минималних вршних оптерећења, уколико је то могуће.
17.3	Смањење вршног оптерећења активирањем оптерећења помоћу регулатора потрошње електричне енергије.
17.4	Формирање распореда времена укључења опреме са великим полазним струјама како би се смањило вршно оптерећење.
17.5	Коришћење опреме за производњу електричне енергије са режимом приправности за периоде високог вршног оптерећења.
17.6	Кориговање фактора снаге на вредност од најмање 0,90 при називним вредностима оптерећења.
17.7	Преселити трансформаторе непосредно уз главне потрошаче.
17.8	Подешавање отцепа на трансформатору на оптималне вредности.
17.9	Искључивање напајања на примарној страни трансформатора који не напајају ни једног активног потрошача.
17.10	Размотрити примену производње електричне енергије или когенерације на лицу места.
17.11	Враћање енергије у напојну мрежу ако постоји вишак произведене енергије.
17.12	Проверити бројило дистрибуције својим мерним уређајем.
17.13	Искључити непотребне рачунаре, штампаче и копир-апарате током ноћи.

## 18. ЕЛЕКТРОМОТОРИ И ЕЛЕКТРОМОТОРНИ ПОГОНИ

Ознака	Активност
18.1	Одговарајуће димензионисање оптерећења у складу са оптималном ефикасношћу – мотори са повећаном ефикасношћу имају 4–5% вишу ефикасност од стандардних мотора.
18.2	Коришћење енергетски ефикасних мотора тамо где је исплативо.
18.3	Коришћење синхроних мотора за побољшање фактора снаге.
18.5	Обезбедити одговарајућу вентилацију – за свако повишење радне температуре мотора од 10°C преко препоручене границе процењено је да се радни век мотора преполови.
18.6	Проверити стања при сниженом и повишеном напону напајања.
18.7	Балансирати трофазно напајање електричном енергијом – неуравнотежен напон може да смањи за 3–5% улазну снагу мотора.
18.8	Захтевати обнављање ефикасности мотора након премотавања – ако се премотавање не изврши на одговарајући начин, ефикасност може да опадне за 5–8%.
18.9	Користити погоне са регулацијом брзине за велике потрошаче са променљивим оптерећењем.
18.10	Користити преноснике (зупчанике) са високом ефикасношћу.
18.11	Користити прецизно поравнање.
18.12	Редовно проверавати затегнутост каишева.
18.13	Елиминисати ременице са променљивим нагибом.
18.14	Заменити стандардне V-каишеве енергетски ефикасним пљоснатим.
18.15	Користити синтетичка мазива за велике редукторе.
18.16	Елиминисати спојеве који доводе до појаве вртложних струја.
18.17	Искључити погоне када нису неопходни.

## 19. ОСВЕТЉЕЊЕ

Ознака	Активност
19.1	Смањити значајне нивое осветљености коришћењем искључења, смањења броја светиљки итд.
19.2	Обавезно управљати осветљењем коришћењем временских бројача, бројача са кашњењем, фотоћелија и сензора присуства.
19.3	Инсталирати ефикасну замену за инкадесцентну расвету, расвету на бази пара живе итд. – ефикасност светиљки (лумена по вату – lum/W) различитих технологија треба рангирати од најбоље ка најлошијој: са натријумом ниског притиска, са натријумом високог притиска, метал халогене, флуоресцентне, живине, инкадесцентне.
19.4	Изабрати стартере и светиљке пажљиво, имајући на уму висок фактор снаге и дуготрајну ефикасност.

<b>Ознака</b>	<b>Активност</b>
19.5	Заменити застареле флуо-системе компактним флуо-системима и електронским стартерима.
19.6	Размотрити спуштање светиљки како би се омогућила употреба мањег броја светиљки.
19.7	Размотрити коришћење природног осветљења: дневног светла, месечине и сл.
19.8	Размотрити бојење зидова у светлије боје и коришћење светиљки са мањим осветљајем или нижом снагом.
19.9	Користити осветљење у складу са задатком и смањити позадинско осветљење.
19.10	Поново анализирати план спољне расвете, њен тип и управљање – контролисати пажљиво.
19.11	Променити светлосне ознаке за излаз са инкадесцентог у LED осветљење.
19.12	Уклањање сувишних светиљки.
19.13	Чишћење светиљки, маски и рефлектора.

## 18. МЕЂУНАРОДНИ СИСТЕМ ЈЕДИНИЦА – SYSTÈME INTERNATIONAL D’UNITÉS – SI

Према начину дефинисања, физичке величине деле се на основне и изведене. Међународни систем јединица, или скраћено SI (Système International d’Unités), дефинише седам основних физичких величина. Њихови називи, јединице и усвојене ознаке приказани су у табели 18.1, у складу са Уредбом о одређеним законским мерним јединицама и начину њихове употребе (Сл. гласник РС бр. 43/2011).

Табела 18.1 Основне јединице SI

Физичка величина	Јединица	Ознака
Дужина	метар	m
Маса	килограм	kg
Време	секунда	s
Јачина електричне струје	ампер	A
Температура	келвин	K
Јачина светлости	кандела	cd
Количина супстанције	мол	mol

Из практичних потреба, а на бази основних јединица система SI, развијене су изведене јединице. Неке од тих јединица, које су добиле и посебне називе, приказане су у табели 18.2.

Осим изведених величина за силу, притисак, количину топлоте и снагу у области процесне технике најчешће се користе и следеће изведене величине за: концентрацију ( $\text{mol/m}^3$ ), густину ( $\text{kg/m}^3$ ), специфичну запремину ( $\text{m}^3/\text{kg}$ ), топлотни капацитет ( $\text{J/K}$ ), специфични топлотни капацитет ( $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ), молски топлотни капацитет ( $\text{J}/(\text{kmol}\cdot\text{K})$ ), специфични топлотни флуks ( $\text{W/m}^2$ ), површински напон ( $\text{J/m}^2$ ), топлотна проводност ( $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ), кинематска вискозност ( $\text{m}^2/\text{s}$ ), динамичка вискозност ( $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ) итд.

Вредност конкретне физичке величине може да варира у веома широком опсегу, па би било крајње непрактично да се, на пример, растојање између небеских тела и пречници молекула мере истом јединицом тј. метром. Стога су уведени конвенцијом утврђени префикси мерних јединица и њихове ознаке који одговарајућу јединицу увећавају, односно умањују  $10^N$  пута. У табели 18.3 дати су називи и ознаке усвојених префикса, као и одговарајући чинилац којим се јединица множи. На пример, префикс кило означава умножак од 1000, тако да километар износи 1000 метара, килограм 1000 грама итд.

Табела 18.2 Изведене јединице SI

Физичка величина	Јединица	Ознака	Формула
Фреквенција	херц	Hz	1/s
Сила	њутн	N	(kg·m)/s <sup>2</sup>
Притисак	паскал	Pa	N/m <sup>2</sup>
Количина топлоте	џул	J	N·m <sup>2</sup>
Снага	ват	W	J/s
Количина наелектрисања	кулон	C	A·s
Електрични потенцијал	волт	V	W/A
Капацитивност	фарад	F	C/V
Електрични отпор	ом	Ω	V/A
Кондуктивност	сименс	S	A/V
Магнетни флукс	вебер	Wb	V·s
Густина магнетног флукса	тесла	T	Wb/m <sup>2</sup>
Индуктивност	хенри	H	Wb/A
Светлосни флукс	лумен	lm	cd·sr
Илуминанца	лукс	lx	lm/m <sup>2</sup>
Радиоактивност	бекерел	Bq	1/s
Апсорбована доза јонизујућег зрачења	греј	Gy	J/kg

Табела 18.3 Префикси

Префикс	Ознака префикса	Чинилац којим се множи јединица	Префикс	Ознака префикса	Чинилац којим се множи јединица
јота	Y	10 <sup>24</sup>	деци	d	10 <sup>-1</sup>
зета	Z	10 <sup>21</sup>	центри	c	10 <sup>-2</sup>
екса	E	10 <sup>18</sup>	мили	m	10 <sup>-3</sup>
пета	P	10 <sup>15</sup>	микро	μ	10 <sup>-6</sup>
тера	T	10 <sup>12</sup>	нано	n	10 <sup>-9</sup>
гига	G	10 <sup>9</sup>	пико	p	10 <sup>-12</sup>
мега	M	10 <sup>6</sup>	фемто	f	10 <sup>-15</sup>
кило	k	10 <sup>3</sup>	ато	a	10 <sup>-18</sup>
хекто	h	10 <sup>2</sup>	зепто	z	10 <sup>-21</sup>
дека	da	10 <sup>1</sup>	јокто	y	10 <sup>-24</sup>

Када је реч о коришћењу префикса, морају се поштовати следећа правила да би се обезбедила конзистентност примене SI система:

- префикси се пишу непосредно испред основних или изведених јединица (нпр. km, МРа итд.);
- забрањено је истовремено коришћење два или више префикса (нпр. милимикрометар, мегакилопаскал и сл.);
- префикси се изговарају заједно са јединицом као једна реч;
- префикси се могу стављати само испред јединица SI система, са изузетком следећих јединица: l (литар), tex (текс), Wh (ват-час), eV (електронволт), VA (волт-ампер) и VAR (волт-ампер реактивни).

У већем броју људских делатности, кроз дуги низ година, развијане су бројне физичке јединице, које се у данашње време морају прилагодити SI систему. Пошто је процес преласка на јединице SI спор и још увек недовршен, потребно је да инжењери буду оспособљени за превођења различитих јединица у јединице SI система. Помоћу конверзионе табеле 18.4 величина изражена у произвољној јединици A ( $V_A$ ) може се конвертовати у величину B ( $V_B$ ) изражену у јединици SI, помоћу једначине

$$V_B = k \cdot V_A \quad (18.1)$$

где је  $k$  конверзиони фактор.

**Табела 18.4** Конверзиона табела

Физичка величина	Јединица A	Конв. фактор $k$	Јединица B
Дужина	in	0,0254	m
	ft	0,3048	
	yard(yd)	0,9144	
	mile(mi)	1609,3	
	mil	0,0254	mm
Површина	in <sup>2</sup>	645,16·10 <sup>-6</sup>	m <sup>2</sup>
	ft <sup>2</sup>	0,092903	
	yd <sup>2</sup>	0,083612	
	acre	4046,86	
Запремина	ft <sup>3</sup>	0,028317	m <sup>3</sup>
	US gal	0,003785	
	UK gal	0,004546	
	US barrel	0,15898	
Маса	lb <sub>m</sub>	0,45359	kg
	US ton	0,90718	t
	UK ton	1,01605	
Брзина	ft/s	0,3048	m/s
	ft/min	0,00508	

Физичка величина	Јединица А	Конв. фактор $k$	Јединица В
Брзина	mi/h	1,6093	km/h
	knot	1,852	
Сила	lb <sub>f</sub>	4,44822	N
	kg <sub>f</sub> (kp)	9,80665	
	dyne	0,00001	
Количина супстанције	lb <sub>m</sub> -mol	453,59	mol
	g-mol	1	
	kg-mol	1	kmol
Масени проток	lb <sub>m</sub> /h	0,0001260	kg/s
	lb <sub>m</sub> /min	0,0075599	
	lb <sub>m</sub> /s	0,45359	
Запремински проток	UK gal/min	$6,309 \cdot 10^{-5}$	m <sup>3</sup> /s
	UK gal/min	$7,577 \cdot 10^{-5}$	
	US bbl/h	$4,416 \cdot 10^{-5}$	
	ft <sup>3</sup> /h	$7,8658 \cdot 10^{-6}$	
	ft <sup>3</sup> /min	0,000472	
	ft <sup>3</sup> /h	0,028317	m <sup>3</sup> /h
Масена брзина	lb <sub>m</sub> /(h·ft <sup>2</sup> )	$1,356 \cdot 10^{-3}$	kg/(s·m <sup>2</sup> )
	lb <sub>m</sub> /(s·ft <sup>2</sup> )	4,8824	
Енергија/рад	Btu	1055,056	J
	kcal	4184	
	lb <sub>f</sub> ·ft	1,3558	
	kW·h	$3,6 \cdot 10^6$	
Снага	Btu/h	0,2931	W
	kcal/h	1,1622	
	lb <sub>f</sub> ·ft/s	1,3558	
	hp	745,7	
	hpp	746,0	
	tons refrig.	3516,9	
Топлотни капацитет	Btu/(lb <sub>m</sub> ·°F)	4186,8	J/(kg·K)
	kcal/(kg·°C)	4184	
	Btu/(lb-mol·°F)	4186,8	J/(kmol·K)
	cal/(g-mol·°C)	4184	
Притисак	mm Hg (torr)	133,322	Pa
	mm H <sub>2</sub> O	9,80665	
	in H <sub>2</sub> O (60°F)	248,84	



Физичка величина	Јединица А	Конв. фактор $k$	Јединица В
Притисак	at (kg/cm <sup>2</sup> )	98066,5	Pa
	atm	101325	
	oz/in <sup>2</sup>	430,922	
	lb <sub>f</sub> /in <sup>2</sup> (psi)	6,8948	kPa
	lb <sub>f</sub> /ft <sup>2</sup> (psf)	0,04788	
Топлотни флуks	Btu/(h·ft <sup>2</sup> )	3,1546	W/m <sup>2</sup>
	Btu/(s·ft <sup>2</sup> )	11,357·10 <sup>3</sup>	
	cal/(h·cm <sup>2</sup> )	11,622	
Коефицијент прелаза топлоте	Btu/(h·ft <sup>2</sup> ·°F)	5,6783	W/(m <sup>2</sup> ·K)
	Btu/(s·ft <sup>2</sup> ·°F)	20,442·10 <sup>3</sup>	
	cal/(h·cm <sup>2</sup> ·°C)	11,622	
Површински напон	dyn/cm	10 <sup>-3</sup>	J/m <sup>2</sup>
Динамичка вискозност	(lb <sub>f</sub> ·s)/in <sup>2</sup>	6,8948·10 <sup>3</sup>	Pa·s
	(lb <sub>f</sub> ·s)/ft <sup>2</sup>	47,8803	
	(dyn·s)/cm <sup>2</sup>	0,1	
	cP	10 <sup>-3</sup>	
Кинематска вискозност	in <sup>2</sup> /s	645,16	mm <sup>2</sup> /s
	cSt	1	



Министарство рударства и енергетике  
Републике Србије  
Немањина 22-26, 11000 Београд

(не попуњава се)

Датум обраде	
Датум одобрења	

**ГОДИШЊИ ИЗВЕШТАЈ О ОСТВАРИВАЊУ ЦИЉЕВА УШТЕДЕ ЕНЕРГИЈЕ  
ЗА ПРИВРЕДНЕ ДРУШТВА ЧИЈА ЈЕ ПРЕТЕЖНА ДЕЛАТНОСТ  
У ПРОИЗВОДНОМ СЕКТОРУ И СЕКТОРУ ТРГОВИНЕ И УСЛУГА**

Назив Обвезника система		
Подаци о Обвезнику система	Адреса:	
	Телефон:	
	Факс:	
Лице овлашћено за заступање	Име и презиме:	
	Радно место:	
	Адреса:	
	Телефон:	
	Факс:	
	Електронска адреса:	
Да ли су се назив и адреса седишта Обвезника система мењали након подношења претходног извештаја? Да <input type="checkbox"/> Не <input type="checkbox"/> (заокружити) Ако јесу, навести: претходни назив Обвезника система: <input type="text"/> адресу претходног седишта Обвезника система: <input type="text"/>		

Број: Место/Датум: 

Потпис лица овлашћеног за заступање

Директор

Табела К-1: Списак локација Обвезника система

Редни број локације	Категорија Обвезника система (производни сектор / сектор трговине и услуга / установе као јавне службе / предузећа као јавне службе)	Назив локације	Адреса локације	Годишња потрошња примарне енергије (toe)	Шифра претежне делатности	Назив претежне делатности
Укупна потрошња примарне енергије (toe)						

**ЛОКАЦИЈА РЕДНИ БРОЈ\* 1**

**Годишњи извештај о остваривању циљева уштеде енергије**

Категорија Обвезника система (производни сектор / сектор трговине и услуга / установе као јавне службе / предузећа као јавне службе)					
Назив локације					
Адреса локације					
	Телефон:				
	Факс:				
Шифра претежне делатности локације					
Назив претежне делатности локације					
Особа одговорна за израду годишњег извештаја (лиценцирани енергетски менаџер)	Име и презиме:				
	Радно место:				
	Адреса:				
	Телефон:				
	Факс:				
Електронска адреса:					
Број лиценце енергетског менаџера					
Датум спровођења претходног енергетског прегледа од стране овлашћеног енергетског саветника, ако је спроведен					
Датум претходне инспекцијске контроле од стране инспектора					
Година за коју је достављен први годишњи извештај					

\* Редни број локације из Табеле К-1

Место/Датум:

Потпис енергетског менаџера

Име и презиме кандидата за ЕМ

Табела Л-1-1: Годишња потрошња енергије за локацију редни број 1

Енергија/гориво		Јединица	за годину						
			Енергија на улазу	Продата енергија	Енергија која није потрошена (залихе)	Укупна енергија нето	Финална енергија (toe)	Примарна енергија (toe)	CO <sub>2</sub> (tCO <sub>2</sub> )
			А	Б	Ц	Д=А-(Б+Ц)			
Гориво	Лигнит	t							
	Сушени лигнит	t							
	Мрки угаљ	t							
	Камени угаљ	t							
	Кокс	t							
	Високо пећни гас	1000 m <sup>3</sup>							
	Рафинерисјки гас	1000 m <sup>3</sup>							
	Бензин	1000 L							
	Керозин	1000 L							
	Дизел Д2	1000 L							
	Уље за ложење	t							
	Уље за ложење средње (мазут)	t							
	Нафтни кокс	t							
	Течни нафтни гас	t							
	Природни гас	1000 m <sup>3</sup>							
	Биогас	1000 m <sup>3</sup>							
	Огревно дрво	t							
	Дрвни остатак (пелет, брикет...)	t							
	Дрвени угаљ	t							
	Љуска сунцокрета	t							
	Слама	t							
	Биомаса 1	t							
	Биомаса 2	t							
	Остало 1								
Остало 2									
Остало 3									
Остало 4									
Међузбир									

Енергија/гориво			Јединица	за					СО <sub>2</sub> (tCO <sub>2</sub> )
				годину					
				Енергија на улазу	Продата енергија	Енергија која није потрошена (залихе)	Укупна енергија нето	Финална енергија (toe)	
			А	Б	Ц	Д=А-(Б+Ц)			
Топлотна енергија	купљена	Пара	1000 kWh						
		Топла вода	1000 kWh						
	сопствена производња	Соларна енергија*	1000 kWh						
		Геотермална енергија*	1000 kWh						
		Остало 1	1000 kWh						
		Остало 2	1000 kWh						
		Међузбир							
Електрична енергија	купљена	ЕПС снабдевање	1000 kWh						
		Остали снабдевачи	1000 kWh						
	сопствена производња	Соларна енергија*	1000 kWh						
		Геотермална енергија*	1000 kWh						
		Енергија ветра*	1000 kWh						
		Остало 1	1000 kWh						
		Остало 2	1000 kWh						
			Међузбир						
<b>УКУПНО</b>									

\*Укупна енергија (топловна и електрична) произведена из обновљивих извора на локацији објекта система уписује се у колону енергија на улазу без обзира да ли се користи за сопствену потрошњу у оквиру локације или се продаје

Табела Ј1-2: Енергија из обновљивих извора

Енергија	Финална енергија (toe)	Примарна енергија (toe)
Укупно обновљиви извори енергије		

Табела Ј-1-3: Годишња потрошња воде за локацију редни број

	Јединица	Количина
Напајање из водоводног система	m <sup>3</sup>	
Вода из сопствених бунара	m <sup>3</sup>	
Остало (навести остале изворе као нпр. Водозахват и сл.)	m <sup>3</sup>	
Укупна количина утрошене воде	m <sup>3</sup>	



Bep 0

Табела конверзије мерних јединица за табелу Д-1-1

Енергија / гориво	Јединица	Густина	Финална енергија (МЈ/јединица)		Финална енергија (ккВ/јединица)		Финална енергија (топ/јединица)		Примарна енергија (топ/јединица)		CO <sub>2</sub> -фактор (kgCO <sub>2</sub> /ккВ)	CO <sub>2</sub> (kgCO <sub>2</sub> /јединица)
			A	B-A1,6	C-B11,630	D=C/ефикасност	E	F=E*B				
Гориво	Дрвенит	t	1,35 t/m <sup>3</sup>	7,523	2,040	0,1797	0,1797	0,4204	0,4204	0,36	752	
	Сухани дрвенит	t	1,35 t/m <sup>3</sup>	17,600	4,889	0,4204	0,4204	0,3819	0,3819	0,36	1,760	
	Мрви угљ	t	1,54 t/m <sup>3</sup>	15,988	4,411	0,3819	0,3819	0,6125	0,6125	0,35	1,544	
	Камени угљ	t	1,35 t/m <sup>3</sup>	26,900	7,472	0,6125	0,6125	0,6998	0,6998	0,34	2,341	
	Кокс	t	0,50 t/m <sup>3</sup>	29,300	8,139	0,6998	0,6998	0,1006	0,1006	0,38	3,093	
	Високо летљив гас	1000 m <sup>3</sup>	1,25 kg/m <sup>3</sup>	4,212	1,170	0,1006	0,1006	0,21	0,21	0,21	246	
	Рефинерски гас	1000 m <sup>3</sup>		36,950	10,264	0,8825	0,8825	0,21	0,21	0,21	2,155	
	Бензин	1000 L	0,71 t/m <sup>3</sup>	31,240	8,678	0,7462	0,7462	0,25	0,25	0,25	2,169	
	Керозин	1000 L	0,80 t/m <sup>3</sup>	34,400	9,556	0,8216	0,8216	0,26	0,26	0,26	2,484	
	Дизел Д2	1000 L	0,86 t/m <sup>3</sup>	36,120	10,033	0,8627	0,8627	0,27	0,27	0,27	2,709	
	Уље за ложиште	t	0,97 t/m <sup>3</sup>	40,700	11,306	0,9721	0,9721	0,28	0,28	0,28	3,166	
	Уље за ложиште (средње (малу))	t	0,95 t/m <sup>3</sup>	41,120	11,431	0,9829	0,9829	0,28	0,28	0,28	2,858	
	Нафтни кокс	t	0,98 t/m <sup>3</sup>	31,400	8,722	0,7500	0,7500	0,23	0,23	0,23	3,053	
	Течни нафтни гас	t	0,50 t/m <sup>3</sup>	46,340	12,872	1,1068	1,1068	0,23	0,23	0,23	2,961	
	Пиролизни гас	1000 m <sup>3</sup>	0,68 kg/m <sup>3</sup>	33,338	9,261	0,7963	0,7963	0,20	0,20	0,20	1,852	
	Битумас	1000 m <sup>3</sup>	1,22 kg/m <sup>3</sup>	18,000	5,000	0,4299	0,4299	0,20	0,20	0,20	1,000	
	Одрано дрво	t	0,40 t/m <sup>3</sup>	9,200	2,629	0,2269	0,2269	0,35	0,35	0,35	924	
	Дрвени отпад (пелет, брикет,...)	t		17,000	4,722	0,4060	0,4060	0,4060	0,4060	0,35	1,633	
	Дрвени угљ	t	0,60 t/m <sup>3</sup>	19,020	5,283	0,4513	0,4513	0,4180	0,4180	0,35	1,819	
	Дрвени сировина	t	0,10 t/m <sup>3</sup>	17,500	4,861	0,4180	0,4180	0,04	0,04	0,04	191	
Слама	t	0,17 t/m <sup>3</sup>	14,500	4,028	0,2463	0,2463	0,04	0,04	0,04	161		
Биогаз 1	t											
Биогаз 2	t											
Остало 1												
Остало 2												
Остало 3												
Остало 4												
Топлотна енергија	Пара	1000 kWh		3,600	1,000	0,0860	0,0860	0,1344	0,1344	0,40	400	
	Топла вода	1000 kWh		3,600	1,000	0,0860	0,0860	0,1344	0,1344	0,40	400	
	Соларна енергија	1000 kWh		3,600	1,000	0,0860	0,0860	0,0860	0,0860	0,00	0	
	Геотермална енергија	1000 kWh		3,600	1,000	0,0860	0,0860	0,0860	0,0860	0,00	0	
Електрична енергија	Остало 1	1000 kWh		3,600	1,000	0,0860	0,0860	0,0860	0,0860	0	0	
	Остало 2	1000 kWh		3,600	1,000	0,0860	0,0860	0,0860	0,0860	0	0	
	Остало 3	1000 kWh		3,600	1,000	0,0860	0,0860	0,0860	0,0860	0	0	
	Остало 4	1000 kWh		3,600	1,000	0,0860	0,0860	0,0860	0,0860	0	0	
	ЕПС све оловине	1000 kWh		3,600	1,000	0,0860	0,0860	0,2150	0,2150	0,80	800	
	Остали енергијани	1000 kWh		3,600	1,000	0,0860	0,0860	0,2150	0,2150	0,80	800	
Електрична енергија (општена производња)	Соларна енергија	1000 kWh		3,600	1,000	0,0860	0,0860	0,0860	0,0860	0,00	0	
	Геотермална енергија	1000 kWh		3,600	1,000	0,0860	0,0860	0,0860	0,0860	0,00	0	
	Енергија ветра	1000 kWh		3,600	1,000	0,0860	0,0860	0,0860	0,0860	0,00	0	
	Остало 1	1000 kWh		3,600	1,000	0,0860	0,0860	0,0860	0,0860	0,00	0	
Остало 2	1000 kWh		3,600	1,000	0,0860	0,0860	0,0860	0,0860	0	0		

Табела ЈІ-2: Списак опреме/уређаја највећих потрошача енергије на локацији редни број 1

	Назив опреме/уређаја	Кратак опис опреме/уређаја (номинални параметри- нпр. снага, притисак, температура, проток, напор...)	Просечан степен оптерећења у раду	Статус опреме/уређаја (нова, ремонтована или демонтирана)
Опрема/уређаји највећи потрошачи енергије				
Остала опрема/уређаји већи потрошачи енергије				

Напомена: Наведена опрема/уређаји треба да у збиру покрију више од 80% укупне потрошње енергије локације

Табела ЈІ-2: Списак опреме/уређаја највећих потрошача енергије на локацији редни број 1

	Назив опреме/уређаја	Кратак опис опреме/уређаја (номинални параметри нпр. снага, притисак, температура, проток, напор...)	Просечан степен оптерећења у раду	Статус опреме/уређаја (нова, ремонтована или демонтирана)
Опрема/уређаји највећи потрошачи енергије				
Остала опрема/уређаји већи потрошачи енергије				

Напомена: Наведена опрема/уређаји треба да у збиру покрију више од 80% укупне потрошње енергије локације

Табела ЈЛ-2: Списак опреме/уређаја највећих потрошача енергије на локацији редни број 1

	Назив опреме/уређаја	Кратак опис опреме/уређаја (номинални параметри - нпр. снага, притисак, температура, проток, напор...)	Просечан степен оптерећења у раду	Статус опреме/уређаја (нова, ремонтована или демонтирана)
Опрема/уређаји највећи потрошачи енергије				
Остала опрема/уређаји већи потрошачи енергије				

Напомена: Наведена опрема/уређаји треба да у збиру покрију више од 80% укупне потрошње енергије локације

Табела ЈЛ-3: Тренд потрошње примарне енергије - Локација редни број 1

	2015	2016	2017	2018	2019	Просечно смањење у последњих пет година
Потрошња примарне енергије (тое)						
Поређење са претходном календарском годином (%)						

Табела ЈЛ-4: (А) Случај када просечна потрошња примарне енергије у последњих пет година није смањена за 1%\* или више,  
 (Б) Случај када потрошња примарне енергије у односу на претходну календарску годину није смањена за 1%\* или више

Разлог за (А):
Разлог за (Б):

\*Дефинисано Уредбом о утврђивању граничних вредности годишње потрошње енергије на основу којих се одређује која привредна друштва су обвезници система енергетског менаџмента, годишњих циљева уштеда енергије и обрасца пријаве о оствареној потрошњи енергије

Табела ЈЛ-5а: Енергетски индикатори - Локација редни број 1

Годишња потрошња енергије			Количина производа, количина улазне сировине... (kg, L, ком...)	Енергетски индикатори - ЕИ
Електрична енергија			( )	ЕИ 1 (toe/ 0 )
Финална	(1000 kWh)	0.00		
Примарна	(toe)	0.00		
Енергија горива			( )	ЕИ 2 (toe/ 0 )
Финална	(1000 kWh)	0.00		
Примарна	(toe)	0.00		

Табела ЈЛ-5б: Енергетски индикатори - Локација редни број 1

	2015	2016	2017	2018	2019	просечно смањење у последњих пет година
Енергетски индикатор 1 (toe / 0 )						
Поређење са претходном календарском годином (%)						
Енергетски индикатор 2 (toe / 0 )						
Поређење са претходном календарском годином (%)						

Табела ЈЛ-6: (А) Случај када просечна вредност енергетског индикатора у последњих пет година није смањена за 1% или више,

(Б) Случај када потрошња енергетског индикатора у односу на претходну календарску годину није смањена за 1% или више

Разлог за (А):
Разлог за (Б):

Табела Ј1-7: Самооцењивање нивоа енергетског менаџмента на локацији редни број 1

Опрема/уређаји	Ниво успостављених процедура	Спровођење мерења и извештавања	Спровођење одржавања и инспекције (контроле)	Обука радника за рад са новом опремом
Оптимизација процеса сагоревања (Опрема/уређаји за сагоревање)	Ниво успостављене процедуре за контролу вишка ваздуха <input type="checkbox"/> Успостављена <input type="checkbox"/> Делимично успостављена (%) <input type="checkbox"/> Није успостављена	Ниво спровођења мерења и извештавања дефинисаних процедура <input type="checkbox"/> Редовно се спроводи <input type="checkbox"/> Спроводи се по потреби <input type="checkbox"/> Не спроводи се	Ниво спровођења одржавања и инспекције (контроле) дефинисаних процедура <input type="checkbox"/> Редовно се спроводи <input type="checkbox"/> Спроводи се по потреби <input type="checkbox"/> Не спроводи се	Ниво спровођења обуке радника на новој опреми за сагоревање <input type="checkbox"/> Спроведена <input type="checkbox"/> Није спроведена <input type="checkbox"/> Не спроводи се
Оптимизација грејања, хлађења и преноса топлоте (Опрема/уређаји потрошачи топлотне енергије)	Ниво успостављене процедуре за оперу за грејање <input type="checkbox"/> Успостављена <input type="checkbox"/> Делимично успостављена (%) <input type="checkbox"/> Није успостављена	Ниво спровођења мерења и извештавања дефинисаних процедура <input type="checkbox"/> Редовно се спроводи <input type="checkbox"/> Спроводи се по потреби <input type="checkbox"/> Не спроводи се	Ниво спровођења одржавања и инспекције (контроле) дефинисаних процедура <input type="checkbox"/> Редовно се спроводи <input type="checkbox"/> Спроводи се по потреби <input type="checkbox"/> Не спроводи се	Ниво спровођења обуке радника на новој опреми потрошача топлотне енергије <input type="checkbox"/> Спроведена <input type="checkbox"/> Није спроведена <input type="checkbox"/> Не спроводи се
	Ниво успостављене процедуре за опрему за хлађење и снабдевање топлотом водом <input type="checkbox"/> Успостављена <input type="checkbox"/> Делимично успостављена (%) <input type="checkbox"/> Није успостављена	Ниво спровођења мерења и извештавања дефинисаних процедура <input type="checkbox"/> Редовно се спроводи <input type="checkbox"/> Спроводи се по потреби <input type="checkbox"/> Не спроводи се	Ниво спровођења одржавања и инспекције (контроле) дефинисаних процедура <input type="checkbox"/> Редовно се спроводи <input type="checkbox"/> Спроводи се по потреби <input type="checkbox"/> Не спроводи се	Ниво спровођења обуке радника на новој опреми за хлађење <input type="checkbox"/> Спроведена <input type="checkbox"/> Није спроведена <input type="checkbox"/> Не спроводи се
Искоришћење отпадне топлоте (Опрема/уређаји за искоришћење отпадне топлоте)	Ниво успостављене процедуре за опрему за искоришћење отпадне топлоте <input type="checkbox"/> Успостављена <input type="checkbox"/> Делимично успостављена (%) <input type="checkbox"/> Није успостављена	Ниво спровођења мерења и извештавања дефинисаних процедура <input type="checkbox"/> Редовно се спроводи <input type="checkbox"/> Спроводи се по потреби <input type="checkbox"/> Не спроводи се	Ниво спровођења одржавања и инспекције (контроле) дефинисаних процедура <input type="checkbox"/> Редовно се спроводи <input type="checkbox"/> Спроводи се по потреби <input type="checkbox"/> Не спроводи се	Ниво спровођења обуке радника на новој опреми за искоришћење отпадне топлоте <input type="checkbox"/> Спроведена <input type="checkbox"/> Није спроведена <input type="checkbox"/> Не спроводи се
Рационализација претварања топлотне у електричну енергију (Опрема/уређаји за производњу електричне енергије и когенерација)	Ниво успостављене процедуре за гасне турбине и осталу опрему за производњу електричне енергије <input type="checkbox"/> Успостављена <input type="checkbox"/> Делимично успостављена (%) <input type="checkbox"/> Није успостављена	Ниво спровођења мерења и извештавања дефинисаних процедура <input type="checkbox"/> Редовно се спроводи <input type="checkbox"/> Спроводи се по потреби <input type="checkbox"/> Не спроводи се	Ниво спровођења одржавања и инспекције (контроле) дефинисаних процедура <input type="checkbox"/> Редовно се спроводи <input type="checkbox"/> Спроводи се по потреби <input type="checkbox"/> Не спроводи се	Ниво спровођења обуке радника на новој опреми за производњу електричне енергије <input type="checkbox"/> Спроведена <input type="checkbox"/> Није спроведена <input type="checkbox"/> Не спроводи се



Табела ЈЛ-7: Самооцењивање нивоа енергетског менаџмента на локацији редни број

Опрема/уређаји	Ниво успостављених процедура	Спровођење мерења и извештавања	Спровођење одржавања и инспекције (контроле)	Обука радника за рад са новом опремом
	<p>Ниво успостављене процедуре за котлове когенерационих постројења</p> <p><input type="checkbox"/> Успостављена</p> <p><input type="checkbox"/> Делимично успостављена (%)</p> <p><input type="checkbox"/> Није успостављена</p>	<p>Ниво спровођења мерења и извештавања дефинисаних процедура</p> <p><input type="checkbox"/> Редовно се спроводи</p> <p><input type="checkbox"/> Спроводи се по потреби</p> <p><input type="checkbox"/> Не спроводи се</p>	<p>Ниво спровођења одржавања и инспекције (контроле) дефинисаних процедура</p> <p><input type="checkbox"/> Редовно се спроводи</p> <p><input type="checkbox"/> Спроводи се по потреби</p> <p><input type="checkbox"/> Не спроводи се</p>	<p>Ниво спровођења обуке радника на новој опреми когенерационих постројења</p> <p><input type="checkbox"/> Сprovedена</p> <p><input type="checkbox"/> Није спорведена</p> <p><input type="checkbox"/> Не спроводи се</p>
Спречавање губитака енергије зрачењем, провођењем и др. (Опрема/уређаји потрошачи топлотне енергије, опрема/уређаји који користе електричну енергију (мотори и трансформатори) и опрема/уређаји за дистрибуцију енергије)	<p>Ниво успостављене процедуре за губитке топлотне енергије</p> <p><input type="checkbox"/> Успостављена</p> <p><input type="checkbox"/> Делимично успостављена (%)</p> <p><input type="checkbox"/> Није успостављена</p>	<p>Ниво спровођења мерења и извештавања дефинисаних процедура</p> <p><input type="checkbox"/> Редовно се спроводи</p> <p><input type="checkbox"/> Спроводи се по потреби</p> <p><input type="checkbox"/> Не спроводи се</p>	<p>Ниво спровођења одржавања и инспекције (контроле) дефинисаних процедура</p> <p><input type="checkbox"/> Редовно се спроводи</p> <p><input type="checkbox"/> Спроводи се по потреби</p> <p><input type="checkbox"/> Не спроводи се</p>	<p>Ниво спровођења обуке радника на новој опреми која користи топлотну енергију</p> <p><input type="checkbox"/> Сprovedена</p> <p><input type="checkbox"/> Није спорведена</p> <p><input type="checkbox"/> Не спроводи се</p>
	<p>Ниво успостављене процедуре за губитке електричне енергије</p> <p><input type="checkbox"/> Успостављена</p> <p><input type="checkbox"/> Делимично успостављена (%)</p> <p><input type="checkbox"/> Није успостављена</p>	<p>Ниво спровођења мерења и извештавања дефинисаних процедура</p> <p><input type="checkbox"/> Редовно се спроводи</p> <p><input type="checkbox"/> Спроводи се по потреби</p> <p><input type="checkbox"/> Не спроводи се</p>	<p>Ниво спровођења одржавања и инспекције (контроле) дефинисаних процедура</p> <p><input type="checkbox"/> Редовно се спроводи</p> <p><input type="checkbox"/> Спроводи се по потреби</p> <p><input type="checkbox"/> Не спроводи се</p>	<p>Ниво спровођења обуке радника на новој опреми за трансформацију и дистрибуцију ел. енергије</p> <p><input type="checkbox"/> Сprovedена</p> <p><input type="checkbox"/> Није спорведена</p> <p><input type="checkbox"/> Не спроводи се</p>
Ефикасност претварања електричне енергије у рад и топлотну енергију (Опрема/уређаји који користе електричну енергију)	<p>Ниво успостављених процедура за опрему и уређаје који користе електричну енергију (грејни уређаји, уређаји за електролизу и други)</p> <p><input type="checkbox"/> Успостављена</p> <p><input type="checkbox"/> Делимично успостављена (%)</p> <p><input type="checkbox"/> Није успостављена</p>	<p>Ниво спровођења мерења и извештавања дефинисаних процедура</p> <p><input type="checkbox"/> Редовно се спроводи</p> <p><input type="checkbox"/> Спроводи се по потреби</p> <p><input type="checkbox"/> Не спроводи се</p>	<p>Ниво спровођења одржавања и инспекције (контроле) дефинисаних процедура</p> <p><input type="checkbox"/> Редовно се спроводи</p> <p><input type="checkbox"/> Спроводи се по потреби</p> <p><input type="checkbox"/> Не спроводи се</p>	<p>Ниво спровођења обуке радника на новој опреми која користи електричну енергију</p> <p><input type="checkbox"/> Сprovedена</p> <p><input type="checkbox"/> Није спорведена</p> <p><input type="checkbox"/> Не спроводи се</p>
	<p>Ниво успостављене процедуре код осветљења</p> <p><input type="checkbox"/> Успостављена</p> <p><input type="checkbox"/> Делимично успостављена (%)</p> <p><input type="checkbox"/> Није успостављена</p>	<p>Ниво спровођења мерења и извештавања дефинисаних процедура</p> <p><input type="checkbox"/> Редовно се спроводи</p> <p><input type="checkbox"/> Спроводи се по потреби</p> <p><input type="checkbox"/> Не спроводи се</p>	<p>Ниво спровођења одржавања и инспекције (контроле) дефинисаних процедура</p> <p><input type="checkbox"/> Редовно се спроводи</p> <p><input type="checkbox"/> Спроводи се по потреби</p> <p><input type="checkbox"/> Не спроводи се</p>	<p>Ниво спровођења обуке радника на новој опреми и уређајима за осветљење</p> <p><input type="checkbox"/> Сprovedена</p> <p><input type="checkbox"/> Није спорведена</p> <p><input type="checkbox"/> Не спроводи се</p>

--

Табела 11-8: Остатке спроведене мере у циљу уштеде и очувања енергије  
Кратак опис мера

Табела Л-9: Средњорочни и дугорочни планови за уштеду и очување енергије - Локација  
редни број 1

I Планирани период

од \_\_\_\_\_ године до \_\_\_\_\_ године

II План мера енергетске ефикасности које захтевају финансијска улагања и очекивани ефекти

Процес/Опрема	Мера	Очекивана вредност инвестиције (1.000 РСД)	Очекивани ефекат уштеде примарне енергије (toe)

III План мера енергетске ефикасности које не захтевају финансијска улагања и очекивани ефекти

Процес/Опрема	Мера	Очекивана вредност инвестиције (1.000 РСД)	Очекивани ефекат уштеде примарне енергије (toe)

IV Поређење или промена у односу на план из претходне календарске године

Процес/Опрема	Планиране мере које нису спроведене	Разлог
Процес/Опрема	Спроведене мере које нису планиране	Разлог

V Друге напомене

--



## ОСНОВНИ ПОДАЦИ О АУТОРИМА ПРИРУЧНИКА



Професор др  
**Србислав Генић**  
дипл. инж. маш.

Студирао је на Машинском факултету у Београду, где је дипломирао 1989, магистрирао 1994. и докторирао 2003. године.

Запослен је на Машинском факултету у Београду, на Катедри за процесну технику од 1989. године. На Одсеку за процесну технику и заштиту животне средине редовни је професор на предметима Топлотне операције и апарати и Дифузионе операције и апарати (MSc студије), те Принципи моделирања у процесној техници и Виши курс из топлотних и дифузионих операција и апарата (докторске студије). Руководилац је Центра за противпожарну технику и овлашћени је испитивач за више метода акредитоване Лабораторије за процесну технику, енергетску ефикасност и заштиту животне средине.

Поседује лиценце 330, 332, 381 и 430 Инжењерске коморе Србије и лиценцу А за израду Главних пројеката заштите од пожара. Судски је вештак. Члан је Управног одбора СМЕИТС-а.

Машински факултет  
Краљице Марије 16  
11000 Београд, Србија  
Тел: 011 3302360  
E-mail: sgenic@mas.bg.ac.rs



Доцент др  
**Мирјана Стаменић**  
дипл. инж. маш.

Дипломирала је 1999, магистрирала 2005. и докторирала 2014. године на Машинском факултету у Београду.

На Катедри за процесну технику Машинског факултета у Београду запослена је од 2001. У звању је доцента на предметима Процесни феномени, Процесна енергетика и Пећи и котлови у индустрији (MSc студије), те Виши курс из процесних феномена и Виши курс из процесне енергетике и високо-температурских уређаја и процеса (докторске студије). Овлашћени је испитивач у оквиру Лабораторије за процесну технику, енергетску ефикасност и заштиту животне средине.

Судски је вештак за област Машинска техника. Члан је Управног одбора Друштва за процесну технику СМЕИТС-а. Од Инжењерске коморе Србије добила је лиценце 330 и 430, а члан је Регионалног одбора матичне секције пројектаната и извођача радова за Београд.

Машински факултет  
Краљице Марије 16  
11000 Београд, Србија  
Тел: 011 3302266  
E-mail: mstamenic@mas.bg.ac.rs

## ОСНОВНИ ПОДАЦИ О АУТОРИМА ПРИРУЧНИКА



Професор др  
**Бранислав Живковић**  
дипл. инж. маш.

На Машинском факултету Универзитета у Београду, на групи за Термотехнику, дипломирао је 1978. године, одбранио магистарску тезу 1987. и докторску дисертацију 1994. године.

На Катедри за термотехнику Машинског факултета у Београду запослен је од 1979. године. Редовни је професор на предметима Основе технике климатизације и Системи вентилације и климатизације (мастер академске студије), а на докторским судијама води предмете Енергетска ефикасност у зградама и Соларни системи. Страним полазницима предаје више предмета на енглеском језику.

Има преко 80 публикованих научно-стручних радова.

Био је одговорни пројектант или учесник у реализацији преко седамдесет пројеката термотехничких инсталација у објектима различитих намена. Водио је пет међународних пројеката и учествовао у реализацији још пет међународних пројеката.

Машински факултет  
Краљице Марије 16  
11000 Београд, Србија  
Тел: 011 3302447  
E-mail: bzivkovic@mas.bg.ac.rs



Доцент др  
**Ђорђе Чантрак**  
дипл. инж. маш.

Дипломирао је 2001. и докторирао 2012. године на Машинском факултету у Београду, где је и запослен од 2002. на Катедри за хидрауличне машине и енергетске системе. Наставник је на предметима Пумпе и вентилатори, Пумпе, Вентилатори и турбокомпресори, Турбомашине, Пројектовање пумпи, вентилатора и турбокомпресора, Хидрауличне преноснице (ОАС и МАС студије), као и Мерења у хидро-енергетици, Мерења у турбулентним струјањима (докторске студије).

Руководилац је два билатерална пројекта из области флуидне технике, учесник је на 21-ом домаћем и међународном пројекту. Био је Фулбрајтов стипендиста на Стенфорду у лабораторији за механику флуида у NASA Ames. Објавио је 55 радова, учествовао је у више од 60 привредних пројеката, коаутор је 10 техничких решења, више пута је био рецензент у међународним и домаћим часописима. Као технички оцењивач и експерт, ангажован је при Акредитационом телу Србије.

Машински факултет  
Краљице Марије 16  
11000 Београд, Србија  
Тел: 011 3302363  
E-mail: djcantrak@mas.bg.ac.rs

## ОСНОВНИ ПОДАЦИ О АУТОРИМА ПРИРУЧНИКА



**Др Александар Николић**  
дипл. инж. ел.

Студирао је на Електротехничком факултету Универзитета у Београду, где је дипломирао 1991, магистрирао 1999. и докторирао 2009. У папирној и хемијској индустрији, више од 10 година, радио је као руководилац одржавања. Од 1995. ангажован је као сарадник Лабораторије за електромоторне погоне Електротехничког факултета у Београду. Од 2005. године стручни је саветник и руководилац акредитоване лабораторије за квалитет електричне енергије у Електротехничком институту „ Никола Тесла“ у Београду, а 2013. изабран је за председника Научног већа Института. До сада је објавио 118 радо-ва из области управљања електромоторним погонима, квалитета електричне енергије и енергетске ефикасности. Др Николић је IEEE Senior member, члан УО Друштва за енергетску електронику Србије, Председник STK B4 CIGRE Србија и члан Инжењерске коморе Србије.

Електротехнички институт „ Никола Тесла“  
Косте Главинића 8а  
11000 Београд, Србија  
Тел: 011 3952029  
E-mail: anikolic@ieent.org



**Мр Љиљана Брдаревић**  
дипл. екон.

Студирала је на Економском факултету у Београду, где је дипломирала 1984. и магистрирала 2004. године. Радила је 18 година у водећим банкама у Србији на руководећим позицијама. Од 2000. до 2004. године обављала је функцију заменика секретара за финансије Града Београда. Након тога, радила је за USAID – Urban Institute из Вашингтона као стручњак за финансирање капиталних инвестиција у јавном сектору. Од 2010. је сарадник Светске банке, Европске банке за обнову и развој и Немачке развојне банке на пројектима подстицања инвестиција у енергетску ефикасност, коришћења обновљивих извора енергије и унапређење конкурентности привреде и јавног сектора, који се спроводе у државама југоисточне Европе. Израдила је већи број приручника о припреми и финансирању капиталних инвестиционих пројектата у јавном сектору.

Самостални консултанат  
Стојана Аралице 8  
11077 Београд, Србија  
Тел: 063 319147  
E-mail: ljiljana.brdarevic@gmail.com



