



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ
ФАКУЛТЕТ ИНЖЕЊЕРСКИХ НАУКА
УНИВЕРЗИТЕТА У КРАГУЈЕВЦУ

Младен М. Јосијевић

МАПИРАЊЕ И ИСКОРИШЋЕЊЕ ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ У ПРЕХРАМБЕНОЈ ИНДУСТРИЈИ

Докторска дисертација

Крагујевац, 2020.



UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC
FACULTY OF ENGINEERING
UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC

Mladen M. Josijević

**MAPPING AND UTILIZATION OF WASTE
HEAT IN THE FOOD PROCESSING INDUSTRY**

Doctoral Dissertation

Kragujevac, 2020

Идентификациона страница докторске дисертације

Аутор
Име и презиме: Младен Јосијевић
Датум и место рођења: 24.03.1988., Крагујевац
Садашње запослење: Асистент
Докторска дисертација
Наслов: Мапирање и искоришћење отпадне топлоте у прехранбеној индустрији
Број страница: 185
Број слика: 87
Број библиографских података: 200
Установа и место где је рад израђен: Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Научна област (УДК): 536.7:662.614.4
Ментор: Др Вања Шуштершич, редовни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Оцена и одбрана
Датум пријаве теме: 07.12. 2017. год.
Број одлуке и датум прихватања теме докторске дисертације: IV-04-184/10 од 14.03.2018. године
Комисија за оцену научне заснованости теме и испуњености услова кандидата: 1. др Душан Гордић, редовни професор – председник комисије, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, 2. др Давор Кончаловић, доцент, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, 3. др Данијела Николић, доцент, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, 4. др Мирко Стојиљковић, доцент, Машински факултет, Универзитет у Нишу, 5. др Вања Шуштершич, редовни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу.
Комисија за оцену и одбрану докторске дисертације: 1. др Душан Гордић, редовни професор – председник комисије, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, 2. др Давор Кончаловић, доцент, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, 3. др Данијела Николић, доцент, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, 4. др Мирко Стојиљковић, доцент, Машински факултет, Универзитет у Нишу, 5. др Владимир Вукашиновић, доцент, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу.
Датум одбране докторске дисертације:

*Матији и Нађи,
Адријани,
родитељима,
сестри*

ЗАХВАЛНИЦА

Велику захвалност дугујем ментору проф. др Вањи Шуштершич на стручној помоћи, конструктивним сугестијама, уложеном труду и времену. Захваљујем јој се на личном залагању и на саветима који су унапредили ову докторску дисертацију.

Такође, захваљујем се проф. др Душану Гордићу на томе што је своје искуство и знање несебично поделио са мном. Захваљујем му се на подршци, указаном поверењу и помоћи током израде докторске дисертације али и током мог целокупног школовања на Катедри за енергетику и процесну технику.

Посебну захвалност дугујем колеги др Владимиру Вукашиновићу, на уложеном труду, времену и стручној помоћи око израде дисертације.

Захвалан сам свим члановима комисије на корисним примедбама и предлозима, који су квалитет докторске дисертације подигли на виши ниво.

Хвала колегама Дубравки, Јелени, Давору, Горану, Николи и Небојши на високом нивоу колегијалности, пријатељским саветима и позитивној енергији којом су учинили да радна атмосфера буде пријатна.

На крају, највећу захвалност дугујем својој породици на безграничној подршци, указаној љубави и разумевању. Захваљујем се својим родитељима и сестри Јелени, а посебно супрузи Адријани и деци Нађи и Матији.

Крагујевац 2020. године

Младен Јосијевић

РЕЗИМЕ

Индустрија хране и пића је важна глобална индустријска грана у којој се троши значајна количина енергије. У овој индустријској грани енергија се доминантно троши на обављање различитих термичких процеса у току којих се значајан део енергије неповратно губи у виду отпадне топлоте. Идентификација потенцијалних извора отпадне топлоте и процена могућности за искоришћење енергије са ових извора може бити поприлично тежак задатак. Такође, релативно мали удео трошкова енергије у укупним производним трошковима и висока почетна инвестициона улагања представљају главне разлоге за низак степен имплементације технологија за искоришћење отпадне топлоте. С тим у вези, основни циљ докторске дисертације је дефинисање методологије за утврђивање потенцијала отпадне топлоте у предузећима прехрамбене индустрије и избор оптималне технологије за њено искоришћење у зависности од жељене функције циља.

У дисертацији је развијена нова методологија која се заснива на свеобухватном енергетском прегледу постројења и примени математичке оптимизације за избор оптималне технологије за искоришћење отпадне топлоте. Свеобухватна ревизија базирана на стандарду ISO 50002 се спроводи са циљем прикупљања података о токовима енергије и сировина у постројењу и мапирања извора отпадне топлоте и утврђивања њихових потенцијала. За потребе дисертације развијен је оригинални математички модел заснован на мешовитом целобројном нелинеарном програмирању. У математички модел су инкорпориране једначине најчешће коришћених технологија за искоришћење отпадне топлоте, које одговарају температурним нивоима извора отпадне топлоте у прехрамбеној индустрији. Математички модел садржи једначине које описују економске и еколошке показатеље оправданости инвестиције. Максимизација или минимизација неког од ових показатеља најчешће представља функцију циља.

Развијена методологија је тестирана на студији случаја, предузећу из сектора производње млека и млечних производа. Према резултатима за два основна сценарија и више различитих функција циља донет је закључак да је процесну отпадну топлоту најбоље користити директно, ако за то постоје услови. Такође, најповољнији сценарио за анализирану млеку је поред директне употребе процесне отпадне топлоте и примена механичке компресионе топлотне пумпе за искоришћење отпадне топлоте са кондензатора расхладних машина.

Кључне речи: енергетска ефикасност, прехрамбена индустрија, отпадна топлота, оптимизација.

ABSTRACT

Food and beverage industry, as an important global branch of industry, consume considerable amounts of energy. This sector predominantly uses energy for the recuperation of thermal processes in which the significant amounts of energy are irreversibly wasted as waste heat. The identification of potential sources of waste heat and the estimations for their possible utilization can be an extremely challenging undertaking. Also, the relatively small share of energy costs with respect to total production costs, in addition to high initial investments, are the main reason for the low implementation of a waste heat utilization technology. In this regard, the doctoral dissertation aims at defining the methodology for determining waste heat potentials in food industry and for the selection of an optimal technology for its utilization based on desired goal functions.

The dissertation develops a new methodology that is based upon the comprehensive energy audit of production facility and the application of mathematical optimization in the selection of an optimal technology for waste heat utilization. The audit follows the ISO 50002 standard and is conducted aiming at the collection of data on energy and raw material flows in a facility and at mapping waste heat sources and their potentials. The mathematical model applied here is originally developed for the purposes of this dissertation and it completely based on multivariate mixed integer nonlinear programming. The mathematical model incorporates the equations of the most commonly used technologies for waste heat utilization that are suitable for the temperature levels of waste heat sources in food industry. The equations describe the economic and ecological indicators of investment justification. The maximization or minimization of any among these indicators most commonly represents a goal function.

The methodology developed here is tested on a case study, a facility operating within the milk and dairy production sector. According to the results obtained in this study, in both basic scenarios and with multiple different goal functions, the best way to use waste heat is its direct utilization whenever possible. Also, the most beneficial scenario for the analyzed dairy, in addition to the direct utilization of process heat, is the implementation of a mechanical compression heat pump for the utilization of waste heat from the condensers of refrigeration equipment.

Key words: energy efficiency, food industry, waste heat, optimization.

Садржај

СПИСАК КОРИШЋЕНИХ СКРАЋЕНИЦА И СТРАНИХ РЕЧИ	I
СПИСАК КОРИШЋЕНИХ ОЗНАКА	II
СПИСАК ИЛУСТРАЦИЈА	VI
СПИСАК ТАБЕЛА	X
1. УВОДНА РАЗМАТРАЊА	1
1.1. Увод.....	1
1.2. Основне претпоставке.....	2
1.3. Допринос дисертације	2
1.4. Организациона структура дисертације	3
2. ПРЕГЛЕД ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА	5
3. ТЕОРИЈСКА РАЗМАТРАЊА.....	11
3.1. Енергија и потрошња енергије	11
3.1.1. Потрошња енергије у свету	11
3.1.2. Потрошња енергије у Србији.....	14
3.2. Прехрамбена индустрија	16
3.2.1. Потрошња енергије прехрамбене индустрије.....	17
3.2.1.1. Прехрамбена индустрија и потрошња енергије овог сектора у Србији.....	21
3.2.2. Енергетска ефикасност у прехрамбеној индустрији	23
3.3. Отпадна топлота	26
3.3.1. Потенцијал отпадне топлоте и методе за процену потенцијала.....	27
3.3.2. Технологије за искоришћење отпадне топлоте	31
3.3.2.1. Размењивачи топлоте.....	33
3.3.2.2. Термодинамички циклуси за искоришћење отпадне топлоте.....	44
3.3.3. Пинч метода и конструкција интегралних кривих	55
3.4. Оптимизација избора технологије за искоришћење отпадне топлоте.....	60
3.4.1. Линеарно програмирање.....	60
3.4.2. Мешовито целобројно линеарно програмирање.....	61
3.4.3. Мешовито целобројно нелинеарно програмирање	62
4. РАЗВОЈ МЕТОДОЛОГИЈЕ ЗА МАПИРАЊЕ И ИСКОРИШЋЕЊЕ ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ	63
4.1. Идентификација извора отпадне топлоте	64
4.1.1. Енергетски преглед постројења.....	64

4.1.2. Идентификација извора отпадне топлоте и крајњих корисника	65
4.1.3. Временска расположивост извора отпадне топлоте и могућих крајњих корисника	68
4.2. Процена количине и квалитета отпадне топлоте	70
4.2.1. Прикупљање и анализа података	70
4.2.2. Експериментална мерења	70
4.2.3. Теоријски прорачун расположиве топлотне снаге извора отпадне топлоте.....	72
4.2.4. Поређење кључних параметара извора отпадне топлоте и параметара технологија	74
4.3. Математички модел оптимизације	75
4.3.1. Економски параметри.....	76
4.3.2. Еколошки параметар.....	78
4.3.3. Кључне променљиве.....	79
4.3.4. Променљиве које описују технологије за искоришћење отпадне топлоте	79
4.3.4.1. Технологије за подизање температурног нивоа	79
4.3.4.2. Технологије за генерисање електричне енергије	82
4.3.4.3. Технологије за генерисање хлађења	84
4.3.4.4. Директна употреба отпадне топлоте	85
4.3.5. Инвестициони трошкови	85
4.3.6. Укупни приходи постројења.....	86
4.3.7. Оперативни трошкови постројења.....	87
4.3.8. Трошкови одржавања	87
4.3.9. Ограничења модела	87
4.3.10. Функција циља и решавање математичког модела.....	89
5. ТЕСТИРАЊЕ РАЗВИЈЕНЕ МЕТОДОЛОГИЈЕ НА СТУДИЈИ СЛУЧАЈА.....	90
5.1. Уводне напомене о индустрији млека.....	90
5.1.1. Трендови производње у сектору прераде млека и млечних производа	90
5.1.2. Технолошки процеси обраде млека и производње млечних производа	94
5.1.3. Потрошња енергије у млекарама.....	96
5.2. Енергетски преглед млекарне која је предмет анализе дисертације	99
5.3. Мапирање извора отпадне топлоте и крајњих корисника.....	104
5.4. Процена количине и квалитета отпадне топлоте	106
5.4.1. Процесна отпадна топлота.....	106
5.4.2. Отпадна топлота доступна на кондензаторима расхладних машина	108
5.4.2.1. Потенцијал отпадне топлоте са кондензатора хладњаче.....	108
5.4.2.2. Потенцијал отпадне топлоте са кондензатора расхладног уређаја за процесно хлађење	110

5.4.3. Отпадна топлота компресора.....	110
5.4.4. Отпадна топлота издувних гасова котла на биомасу.....	110
5.5. Захтеви за топлотном енергијом и хлађењем крајњих корисника	112
5.5.1. Производна линија Фета сира	113
5.5.2. Производна линија Фетеле.....	114
5.5.3. Производна линија павлаке	115
5.5.4. Производна линија дробљеног сира (Кварк).....	116
5.5.5. Производна линија киселог млека.....	117
5.5.6. Производна линија јогурта.....	118
5.5.7. Производна линија пастеризованог млека	118
5.5.8. Линија производње намаза	119
5.6. Оптимизациони модел	121
5.7. Резултати оптимизације.....	127
5.8. Анализа осетљивости.....	133
5.8.1. Утицај промене цене електричне енергије	133
5.8.2. Утицај промене цене топлотне енергије	135
5.8.3. Утицај промене цене технологија за искоришћење отпадне топлоте	136
5.8.4. Утицај промене капацитета постројења.....	138
5.8.5. Утицај промене дисконтне стопе.....	139
6. ЗАКЉУЧАК.....	141
7. ЛИТЕРАТУРА	146
ПРИЛОЗИ	162
Прилог 1 – Упитник за енергетски преглед предузећа	162
Прилог 2 – Регресиони коефицијенти за технологије	168
Прилог 3 – Временско преклапање извора и корисника.....	171
Прилог 4 – Инвестициона улагања у систем за прикупљање отпадне топлоте.....	172
Прилог 5 – Математички модел коришћен за генерисање резултата помоћу програма GAMS.....	173

СПИСАК КОРИШЋЕНИХ СКРАЋЕНИЦА И СТРАНИХ РЕЧИ

БДП	бруто домаћи производ
ЕУ	Европска унија
ЕЕА	енг. <i>European Environment Agency</i> (Европска агенција за заштиту животне средине)
ЕИА	енг. <i>U.S. Energy Information Administration</i> (Америчка агенција за информације у енергетици)
EUROSTAT	енг. <i>European statistical office</i> (Европска агенција за статистику)
IEA	енг. <i>International Energy Agency</i> (Међународна агенција за енергију)
IPCC	енг. <i>Intergovernmental Panel on Climate Change</i> (Међувладина комисија за климатске промене)
Mtoe	милиона тона еквивалентне нафте
MILP	енг. <i>Mixed Integer Linear Programming</i> (мешовито целобројно линеарно програмирање)
MINLP	енг. <i>Mixed Integer Non-Linear Programming</i> (мешовито целобројно нелинеарно програмирање)
ОИЕ	обновљиви извори енергије
OECD	енг. <i>Organization for Economic Cooperation and Development</i> (организација за економску сарадњу и развој)
РС	Република Србија
САД	Сједињене Америчке Државе

СПИСАК КОРИШЋЕНИХ ОЗНАКА

AC	енг. <i>Absorption chiller</i> (апсорпциони чилер)
AHP	енг. <i>Absorption heat pump</i> (апсорпциона топлотна пумпа)
KAL	енг. <i>Kalina cycle</i> (Калина циклус)
MHP	енг. <i>Mechanical heat pump</i> (механичка компресиона топлотна пумпа)
ORC	енг. <i>Organic Rankine cycle</i> (органски Ранкинов циклус)
TES	енг. <i>Thermal energy storage</i> (акумулатор топлоте)
TLC	енг. <i>Trilateral cycle</i> (трилатерални циклус)
€	евро
£	фунта
$\Delta \dot{H}$ [W]	промена енталпије
\dot{Q}_{12} [W]	размењена количина топлотног флукса
\dot{L}_{t12} [W]	технички рад
Δh [J]	промена енталпије
c_p [J/kgK]	специфична топлота при константном притиску
ΔT [K]	разлика температура
\dot{m} [kg/s]	масени проток
\dot{Q} [W]	специфична топлотна снага
ε [-]	ефективност размењивача топлоте
I	скуп свих расположивих извора отпадне топлоте
i	индекс за расположиве изворе отпадне топлоте
J	скуп технологија које се могу користити за искоришћење отпадне топлоте
j	индекс за технологије за искоришћење отпадне топлоте
K	скуп локација за крајње коришћење енергије

k	индекс за локације за крајње коришћење енергије
du	ознака за директну употребу отпадне топлоте
hu	ознака за технологије којима се подиже температурни ниво отпадне топлоте
ge	ознака за технологије којима се генерише електрична енергија
gc	ознака за технологије којима се генерише хлађење
h	ознака за локације на којима постоји потреба за грејањем
c	ознака за локације на којима постоји потреба за хлађењем
e	ознака за локације на којима постоји потреба за електричном енергијом
$NPVQ$ [-]	коефицијент нето садашње вредности
NPV [€]	нето садашња вредност
NGD [€/год.]	нето годишња добит
PB [год.]	прост период повраћаја инвестиције
Inv [€]	вредност инвестиције
d [€]	дисконтна стопа
ap [год.]	анализирани временски период
UP [€/год.]	укупни годишњи приходи
TO [€/год.]	трошкови одржавања
OT [€/год.]	оперативни трошкови
$CO_{2,r}$ [kg/год.]	годишње смањење емисије угљен-диоксида
ES_h [kWh/год.]	годишње остварене уштеде у потрошњи топлотне енергије
ES_e [kWh/год.]	годишње остварене уштеде у потрошњи електричне енергије
SP_h [kg/kWh]	специфична продукција CO_2 топлотне енергије
SP_e [kg/kWh]	специфична продукција CO_2 електричне енергије

$x_{i,j,k}$ [kWh/дан.]	количина отпадне топлоте коју је могуће искористити са извора отпадне топлоте
$\mu_{j,k}$ [—]	бинарна променљива
$P_{j,k}^n$ [kW]	снага n-те технологије за искоришћење отпадне топлоте
$P_{j,k}^{eMHP}$ [kW]	електрична снага механичке топлотне пумпе (снага компресора)
$Q_{j,k}^n$ [kWh/дан.]	дневна продукција топлотне енергије n-те технологије
oh_k^n [h/дан.]	дневно часовно ангажовање
α [—]	регресиони коефицијент
β [—]	регресиони коефицијент
COP_j [—]	идеални коефицијент перформанси технологија
T [K]	температура
$COND$	ознака за кондензатор
$EVAP$	ознака за испаривач
GEN	ознака за генератор
ABS	ознака за апсорбер
$E_{j,k}^n$ [kWh/дан.]	дневна продукција електричне енергије n-те технологије
$scc_{j,k}^n$ [€/kW]	специфични инвестициони трошак n-те технологије
sp_k^h [€/kWh]	цена топлотне енергије
sp_k^e [€/kWh]	цена електричне енергије
P_e [kW]	електрична снага топлотне пумпе
whp_i [kWh]	расположива количина отпадне топлоте на извору
WHS	извор отпадне топлоте
yoh_j^{MHP} [h/год.]	годишње часовно ангажовање механичке топлотне пумпе
hr_k [kWh/дан.]	захтеви за топлотом на локацији k
er_k [kWh/дан.]	захтеви за електричном енергијом на локацији k

cr_k [kWh/дан.]	захтеви за хлађењем на локацији k
COP_{RU} [—]	кофицијент перформанси расхладног уређаја
P_{RU}^{EVAP} [kW]	расхладна снага испаривача
P^{COMP} [kW]	снага компресора
P_{out}^{COND} [kW]	расположива топлотна снага на кондензатору расхладне машине

СПИСАК ИЛУСТРАЦИЈА

Слика 3.1. Тренд и пројекције потрошње примарне енергије у свету.....	11
Слика 3.2. Потрошња примарне енергије у свету 2015. године.....	12
Слика 3.3. Потрошња финалне енергије у Европи 2015. године	13
Слика 3.4. Структура потрошње финалне енергије у Европи 2015. године	14
Слика 3.5. Структура потрошње примарне енергије у Србији у 2017. години	14
Слика 3.6. Потрошња финалне енергије по енергенту у Србији у 2017. год.....	15
Слика 3.7. Класификација грана прехранбене индустрије.....	16
Слика 3.8. Пројекције потрошње појединих група прехранбених производа у свету до 2050. године.....	17
Слика 3.9. Тренд потрошње енергије у прехранбеном сектору индустрије до 2015.....	18
Слика 3.10. Удели потрошње прехранбене индустрије у укупној потрошњи енергије.....	19
Слика 3.11. Удели финалне потрошње појединих енергената у укупној потрошњи у прехранбеном сектору у периоду 2011-2013.	20
Слика 3.12. Типична потрошња енергије у прехранбеном сектору индустрије	20
Слика 3.13. Расподела потрошње електричне енергије у прехранбеној индустрији.....	21
Слика 3.14. Потрошња енергије у производном сектору у Србији.....	22
Слика 3.15. Просечна структура производних трошкова у прехранбеној индустрији у Србији.....	22
Слика 3.16. Унапређење енергетске ефикасности у сектору прехранбене индустрије у OECD	24
Слика 3.17. Процењени годишњи потенцијали отпадне топлоте за 33 државе	29
Слика 3.18. Процењени годишњи потенцијали отпадне топлоте у индустрији у земљама ЕУ	29
Слика 3.19. Процењени годишњи потенцијали отпадне топлоте у прехранбеној индустрији у земљама ЕУ	30
Слика 3.20. Категоризација технологија за искоришћење отпадне топлоте	32
Слика 3.21. Токови отпадне топлоте од изворишта до крајњих корисника	32
Слика 3.22. Класификација размењивача топлоте према конструкцији.....	34
Слика 3.23. Једнопролазни цевни размењивачи топлоте са кућиштем.....	35

Слика 3.24. Основна конструкција плочастог размењивача топлоте са заптивкама	36
Слика 3.25. Основна подела регенератора топлоте.....	38
Слика 3.26. Ротациони регенератор топлоте	38
Слика 3.27. Регенератор са фиксном матрицом.....	39
Слика 3.28. Котловски економајзер	40
Слика 3.29. Предгрејач ваздуха са цевима.....	41
Слика 3.30. Котао за отпадну топлоту са паралелним цевима.....	42
Слика 3.31. Принцип рада регенеративног горионика	43
Слика 3.32. Принцип рада рекуперативног горионика	43
Слика 3.33. Принципи функционисања различитих типова топлотних пумпи.....	44
Слика 3.34. Употреба индустријских топлотних пумпи по гранама индустрије	45
Слика 3.35. Заступљеност употребе индустријских топлотних пумпи у свету	46
Слика 3.36. Радни дијаграм механичке компресионе топлотне пумпе.....	47
Слика 3.37. Принцип рада апсорпционих топлотних пумпи	48
Слика 3.38. Принцип рада трансформатора топлоте.....	49
Слика 3.39. Принцип рада хибридних топлотних пумпи	50
Слика 3.40. Принцип рада ејекторских топлотних пумпи	51
Слика 3.41. Принцип рада Ранкиновог циклуса	52
Слика 3.42. Принцип рада Калина циклуса и приказ у Т-S дијаграму.....	54
Слика 3.43. Основна конфигурација трилатералног циклуса.....	55
Слика 3.44. Супротносмерни размењивач топлоте са приказом Т-F дијаграма.....	56
Слика 3.45. Приказ једне хладне струје у Т-Н дијаграму.....	57
Слика 3.46. Т-Н дијаграм размењивача топлоте.....	58
Слика 3.47. Конструкција интегралне криве.....	59
Слика 4.1. Шема предложене методологије за оптимално коришћење отпадне топлоте	63
Слика 4.2. Шема енергетског прегледа постројења	64
Слика 4.3. Временска расположивост извора отпадне топлоте	69
Слика 4.4. Мерни уређаји за мерење температуре	71
Слика 4.5. Мерни уређаји за мерење протока флуида	71
Слика 4.6. Мерни уређаји за мерење притиска.....	72

Слика 4.7. Технологије за искоришћење отпадне топлоте са опсезима температура	75
Слика 5.1. Пораст светске производње сировог млека у периоду 2012-2017. године	91
Слика 5.2. Производња сировог крављег млека у свету у 2017. години	91
Слика 5.3. Производња сировог крављег млека у Европи.....	92
Слика 5.4. Индикатори специфичне потрошње електричне и топлотне енергије за поједине млечне производе	96
Слика 5.5. Шематски приказ производних линија и токова производа анализиране млекаре	100
Слика 5.6. Месечна потрошња брикета анализиране млекаре	101
Слика 5.7. Расподела потрошње електричне енергије у анализираној млекари.....	102
Слика 5.8. Расподела потрошње енергије за сваки од производа анализиране млекаре на дневном нивоу	103
Слика 5.9. Део производне линије за производњу Фета сира	104
Слика 5.10. Део производне линије за производњу дробљеног сира.....	105
Слика 5.11. Дневно ангажовање и потребе за топлотом и хлађењем на производним линијама	105
Слика 5.12. Предложено решење за искоришћење отпадне топлоте на линији за производу Фете и Фетеле	106
Слика 5.13. Предложено решење за искоришћење отпадне топлоте на линији за производу дробљеног сира.....	107
Слика 5.14. Предложено решење за искоришћење отпадне топлоте са линије дробљеног сира на линији Фетеле	107
Слика 5.15. Структура потрошње финалне енергије у анализираној млекари.....	108
Слика 5.16. Процес стандардизације млека.....	113
Слика 5.17. Производна линија Фета сира	113
Слика 5.18. Производна линија Фетеле	114
Слика 5.19. Линије за производњу павлаке.....	116
Слика 5.20. Линије за производњу дробљеног сира.....	117
Слика 5.21. Производна линија за кисело млеко.....	117
Слика 5.22. Производна линија за јогурт	118
Слика 5.23. Производна линија пастеризованог млека.....	118
Слика 5.24. Дијаграм тока енергије анализиране млекаре	120
Слика 5.25. Шема оптимизационог модела за сценарио 1.....	125
Слика 5.26. Шема оптимизационог модела за сценарио 2.....	126

Слика 5.27. Утицај промене цене електричне енергије на економске показатеље NPV и $NPVQ$	134
Слика 5.28. Утицај промене цене електричне енергије на укупну инвестицију и електричну снагу MHP	135
Слика 5.29. Утицај промене цене топлотне енергије на економске показатеље NPV и $NPVQ$	136
Слика 5.30. Утицај промене цене MHP на економске показатеље NPV и $NPVQ$ ако постоји ограничење инвестиције	137
Слика 5.31. Утицај промене цене MHP на економске показатеље NPV и $NPVQ$ без ограничења висине инвестиције.....	138
Слика 5.32. Утицај промене капацитета постројења на економске показатеље NPV и $NPVQ$	139
Слика 5.33. Утицај промене дисконтне стопе на економске показатеље NPV и $NPVQ$	140

СПИСАК ТАБЕЛА

Табела 3.1. Радне температуре за поједине процесе у прехранбеној индустрији.....	30
Табела 4.1. Најчешћи извори отпадне топлоте у прехранбеној индустрији рангирани према температури	65
Табела 4.2. Извори отпадне топлоте у погону за конзервирање воћа и поврћа.....	66
Табела 4.3. Извори отпадне топлоте у погону за прераду меса.....	67
Табела 4.4. Извори отпадне топлоте у постројењу за прераду млека и млечних производа	67
Табела 4.5. Процесне температуре за поједине нискотемпературне процесе у прехранбеној индустрији.....	67
Табела 5.1. Показатељи пословања и трошкови енергије за 30 по капацитету највећих млекара у Србији	93
Табела 5.2. Укупна производња финалних производа од крављег млека у млекарама у Србији.....	94
Табела 5.3. Мере енергетске ефикасности које се најчешће примењују у млекарама	97
Табела 5.4. Расподела потрошње енергије за сваки од производа анализиране млекаре на дневном нивоу	102
Табела 5.5. Специфични индикатори потрошње енергије за различите млечне производе	103
Табела 5.6. Просечне вредности специфичне потрошње воде у млекарама.....	103
Табела 5.7. Дневне количине готових производа и енергија потребна за хлађење истих на температуру од 8 °С.....	109
Табела 5.8. Захтеви за топлотом и хлађењем на линији за производњу Фетеле	115
Табела 5.9. Основни параметри извора ОТ анализиране млекаре.....	121
Табела 5.10. Основни параметри конзума анализиране млекаре.....	121
Табела 5.11. Основне константне величине оптимизационог модела.....	123
Табела 5.12. Резултати оптимизације за функцију циља максимизација NPV са ограничењем висине инвестиције.....	127
Табела 5.13. Резултати оптимизације за функцију циља максимизације NPV без ограничења инвестиције	129
Табела 5.14. Резултати оптимизације за сценарио 2 за функцију циља максимизације NPV (MaxInv <50.000 €).....	131

Табела 5.15. Резултати оптимизације за сценарио 2 за функцију циља максимизације <i>NPV</i> (MaxInv-без ограничења)	132
Табела 5.16. Резултати оптимизације за различите вредности цене електричне енергије за функцију циља максимизација <i>NPV</i>	134
Табела 5.17. Резултати оптимизације за различите вредности цене електричне енергије за функцију циља максимизација <i>NPV</i>	135
Табела 5.18. Резултати оптимизације за различите вредности цене <i>MHP</i>	136
Табела 5.19. Резултати оптимизације за варијације капацитета производње.....	138
Табела 5.20. Резултати оптимизације за варијације дисконтне стопе.....	140

1. УВОДНА РАЗМАТРАЊА

1.1. Увод

Енергија игра важну улогу у европској економији и на међународном енергетском тржишту и по мишљењу многих представља главни проблем 21. века. Резерве фосилних горива су ограничене и највећим делом концентрисане ван Европе, што за последицу има значајну енергетску зависност европских земаља. Са друге стране, према IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change), засновано на тренутним трендовима, неопходно је смањити ниво потрошње фосилних горива у циљу спречавања даљег раста емисије гасова са ефектом стаклене баште. Упркос повећању инвестиција у истраживање и развој обновљивих извора енергије и чистих технологија, процењује се да ће потрошња енергије у Европи још дуги низ година бити заснована на великом уделу фосилних горива у укупној потрошњи енергије. Процењено је да ће се енергетска зависност 28 држава чланица Европске уније (ЕУ) до 2030. године повећати за 9% у односу на 2006. годину што додатно наглашава осетљивост европских земаља у погледу потрошње енергије.

Потражња за енергијом Европске уније је све већа након придруживања нових земаља без значајних додатних енергетских ресурса, што се као последица одражава на пораст цене енергије. Повећање зависности од увоза због смањења резерви фосилних горива представља претњу за сигурност понуде и европску конкурентност.

Потрошња финалне енергије индустријског сектора у земљама Европске уније има просечан удео од 27% укупне потрошње енергије и 20% учешћа у укупном БДП-у и представља други највећи сектор привреде. Истраживања показују да се скоро половина енергије потрошене у индустријском сектору троши у енергетски неинтензивној индустрији, а највише у прехранбеној индустрији. Сектор индустрије хране је један од највећих и најзначајнијих економских сектора у ЕУ са остварених 917 милијарди евра прихода у 2013. години. Послује са око 310.000 предузећа у којима је запослено око 4,8 милиона људи.

У Србији, сектор пољопривреде и прехранбене индустрије (агроиндустријски сектор) представља једину грану националне економије која је у периоду светске економске кризе остварила раст. Овај сектор чини у просеку 20,9% укупног извоза РС и представља једину грану српске привреде која остварује позитиван биланс у спољнотрговинској размени. Према билансу РС удео потрошње индустрије у укупној потрошњи финалне енергије је 26%. Бројна истраживања су показала да више од половине ове енергије чине различити облици топлотне енергије, а да се чак трећина енергије топлотних токова неповратно губи на крају процеса (отпадна топлота).

Предмет рада и основни циљ докторске дисертације је дефинисање методологије за утврђивање потенцијала отпадне топлоте у предузећима прехранбене индустрије и избор оптималне технологије за њено искоришћење у зависности од жељене функције циља. Поред тога остали циљеви дисертације су:

- дефинисање кључних проблема и недостатака који спречавају потпуно искоришћење потенцијала отпадне топлоте у тренутним условима,
- проширивање „каталога знања“ који се односи на кључне детерминанте повећања еко-ефикасности у индустријским предузећима, односно на мере и активности за коришћење отпадне топлоте и складиштења топлотне енергије,
- помоћ у доношењу одлука при креирању дугорочних сценарија повећања енергетске ефикасности малих и средњих предузећа прехранбене индустрије.

1.2. Основне претпоставке

Полазне претпоставке у дисертацији су:

- према подацима добијеним прегледом литературе и доступним подацима о потрошњи енергије индустријског сектора у Србији, постоје значајни потенцијали отпадне топлоте пореклом из прехранбене индустрије,
- правилном проценом потенцијала отпадне топлоте и оптималним избором технологије за искоришћење тог потенцијала могу се остварити значајне уштеде у потрошњи енергије индустријског сектора,
- развијена методологија која ће у дисертацији бити примењена на предузеће из сектора прехранбене индустрије, може се, уз одговарајуће модификације, применити и на друга предузећа и гране индустрије.

1.3. Допринос дисертације

Основни резултат докторске дисертације је дефинисана методологија за утврђивање потенцијала отпадне топлоте у производно прехранбеном сектору (прехранбена индустрија) и избор оптималне технологије за искоришћење тог потенцијала. Предложена методологија се базира на свеобухватној ревизији индустријских предузећа ради утврђивања потенцијалних локација на којима се генерише отпадна топлота, након чега се, због што ефикаснијег искоришћења доступног извора отпадне топлоте, предлаже енергетска интеграција процеса и/или оптимизација избора технологије којом ће се искористити расположиви потенцијал. За потребе предложене методологије развијен је оригиналан математички модел заснован на мешовитом целобројном нелинеарном програмирању. Математичком оптимизацијом могуће је генерисање великог броја решења на основу критеријума које су доносиоци одлука у предузећу дефинисали.

Поред основног резултата, у дисертацији су дефинисани кључни проблеми и недостаци који спречавају потпуно искоришћење потенцијала отпадне топлоте у тренутним условима.

Развијени модел, који ће у дисертацији бити примењен на предузећима прехранбене индустрије, може се имплементирати и на предузећа из других индустријских грана, уз минималне модификације прилагођене датом производном процесу.

Очекује се да ће резултати добијени у овој дисертацији помоћи у доношењу одлука при креирању дугорочних сценарија повећања енергетске ефикасности малих и средњих предузећа прехрамбене индустрије у Србији.

1.4. Организациона структура дисертације

У првом поглављу дисертације приказани су увод и циљеви дисертације, основне претпоставке о потенцијалима отпадне топлоте у прехрамбеном сектору индустрије у Србији и могућностима за коришћење отпадне топлоте. Допринос дисертације и њена организациона структура такође су приказани у првом поглављу. У оквиру другог поглавља приказан је преглед досадашњих истраживања у области утврђивања потенцијала отпадне топлоте и могућностима за њено искоришћење. Извршен је преглед доступних технологија и истраживања у области примене математичке оптимизације за избор оптималне технологије за искоришћење отпадне топлоте.

Треће поглавље посвећено је теоријским разматрањима. У првом делу овог поглавља приказани су трендови потрошње енергије и пројекције потрошње у свету и Србији. Приказана је расподела потрошње енергије по енергентима и по секторима потрошње са посебним акцентом на индустријски сектор и потрошњу топлотне енергије. Стање потрошње енергије, трендови и енергетска ефикасност у прехрамбеној индустрији разматрани су у другом делу овог поглавља. Обзиром на то да се највећи део од укупне потрошње енергије троши у виду топлотне енергије, наредни део поглавља је посвећен овом облику енергије и отпадној топлоти која готово увек настаје у процесима размене топлоте. У овом делу, извршен је преглед метода за утврђивање потенцијала и приказани су потенцијали отпадне топлоте и температуре за поједине индустријске секторе. У наредном делу, дат је детаљан приказ најчешће коришћених технологија за искоришћење отпадне топлоте у индустрији. Приказане су основне конструкције размењивача топлоте, као и термодинамички циклуси и циклуси снаге. Објашњена је конструкција хладних и топлих струја које учествују у размени топлоте, а које представљају основ за конструкцију велике интегралне криве. Цртање интегралне криве представља први корак у пројектовању мреже размењивача топлоте применом Пинч методе. Последњи део овог поглавља посвећен је изради математичких модела, методама оптимизације и техникама решавања оптимизационих проблема. Приказани су општи модели линеарног програмирања, мешовитог целобројног линеарног програмирања и мешовитог целобројног нелинеарног програмирања.

Предложена методологија и математички модел развијен у оквиру дисертације приказани су у поглављу 4. У првом делу овог поглавља описан је поступак идентификације извора отпадне топлоте, идентификације крајњих корисника и поступак утврђивања временског преклапања извора отпадне топлоте са захтевима на локацијама крајњег коришћења енергије. У другом делу описани су основни кораци за утврђивање количине и квалитета отпадне топлоте. Описани су мерни уређаји који се најчешће за ту сврху користе, као и основне једначине којима се квантификује вредност расположиве количине енергије на извору отпадне топлоте. Такође, представљене су најчешће коришћене технологије за

искоришћење отпадне топлоте по опсезима радних температура. У трећем делу поглавља представљен је математички модел оптимизације који представља важан корак предложене методологије дисертације. У овом делу, приказане су једначине које математички описују поједине технологије. Математички су описани сви економски и еколошки параметри развијеног математичког модела, променљиве, ограничења и функције циља.

У петом поглављу приказано је тестирање развијене методологије на студији случаја, млекари. У овом поглављу приказани су трендови производње млека и млечних производа у Србији. Описани су енергетски најзахтевнији технолошки процеси и потрошња енергије у млекарима. Приказана је потрошња енергије у млекарима која је предмет анализе и мапирани су сви извори отпадне топлоте и корисници енергије у постројењу. Такође, приказане су све производне линије анализираних млекара и на начин описан предложеном методологијом за сваки од извора отпадне топлоте и за сваког „корисника“, утврђени су количина и квалитет отпадне топлоте. У седмом делу овог поглавља приказане су специфичности математичког модела, у вези са изабраном студијом случаја. Приказани су основни параметри извора и конзума (температура, топлотна снага, временска расположивост, и др.) и скаларне величине које су инкорпорирани у математички модел (цене енергената, инвестициони трошкови, фактори емисије, дисконтна стопа и др.). У овом делу поглавља приказани су разматрани сценарији. У осмом делу петог поглавља приказани су резултати математичке оптимизације за два анализирани сценарија и за различите функције циља. Функције циља које су разматране су: максимизација нето садашње вредности (NPV) при различитим ограничењима у погледу висине инвестиције, максимизација коефицијента нето садашње вредности (NPVQ) и максимизација уштеде топлотне енергије. Резултати добијени оптимизацијом коришћењем софтвера „GAMS“ детаљно су објашњени и приказани табеларно. У деветом делу, извршена је анализа осетљивости оптимизационог модела на промену различитих улазних параметара постројења. Анализа осетљивости извршена је за следеће утицајне параметре: цена енергената (ел. енергије и брикета), цена технологије (MHP), промена капацитета производње и промена дисконтне стопе. Утицаји промене параметара постројења на техно-економске показатеље добијене оптимизацијом приказани су табеларно и графички.

Закључна разматрања и препоруке за даља истраживања су приказани у шестом поглављу.

2. ПРЕГЛЕД ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА

Потрошња примарне енергије у свету у последњих десет година просечно порасте за 1,8% годишње, а према предвиђањима од 2018. до 2040. године потрошња ће порастати за 28% [1]. Иако се очекује да ће највећи пораст употребе енергије бити из обновљивих извора енергије, и даље ће фосилна горива бити велики део светске потражње за енергијом. Поред све веће употребе обновљивих извора енергије очекује се пораст употребе нуклеарне енергије за 1,4% годишње [2].

Према наводима Међународне агенције за енергију (IEA) [3] процесна индустрија је одговорна за 27% укупне потрошње енергије, а у наредном периоду се очекује пораст потражње за топлотном и електричном енергијом за 1,9% и 2,4% годишње, респективно. У Европи, према подацима Европске Агенције за статистику (EUROSTAT) [4], 25% потрошње енергије чини потрошња у индустријском сектору. Највећи део енергије која се троши у овом сектору је процесна топлота 50-70% [5, 6, 7]. Такође, у сектору прераде хране процесна топлота има удео од 59% [8, 9].

Индустрија хране и пића је значајна глобална индустрија, са забележеним прометом у 2016. години од 8 милијарди америчких долара [10]. На глобалном нивоу, прехранбени сектор и пољопривреда заједно су одговорни за око 30% укупне потрошње финалне енергије индустрије, са више од 70% удела прехранбеног сектора у потрошњи енергије [11]. У прехранбеном индустријском сектору у свету годишње се троши 200 ЕЈ енергије [3, 12]. У Америци, прехранбена индустрија је пети по величини потрошач енергије [8], са уделом од 19% у укупној потрошњи енергије [11, 13] и уделом од 10% у БДП-у [14]. У пољопривреди и прехранбеној индустрији запослено је више од 17 милиона људи, од чега преко 90% у прехранбеном сектору [15].

У Европи, количина енергије која је неопходна за узгој, обраду и припрему хране чини 17% укупне потрошње енергије што је еквивалентно 26% утрошене финалне енергије у 2013. години [16]. Сектор хране и пића има удео од 10% у потрошњи енергије индустрије. У овом сектору, у Европи, запослено је 8% становништва, а учешће у БДП-у је 6%, што је еквивалентно 715 милијарди € годишње [17]. У Француској, учешће прехранбеног сектора у укупној потрошњи енергије је 14% [11], а у Шведској 13% [18]. У Великој Британији годишњи промет прехранбеног сектора је преко 95 милијарди £ и у њему је запослено преко 400.000 радника. Прехранбена индустрија је уједно и четврти највећи индустријски потрошач енергије у Великој Британији. Према подацима организације за пословање, енергетику и индустријску стратегију [19], у прехранбеном сектору у Британији потрошено је 117 PJ примарне енергије, у 2017. години.

У Србији, прехранбена индустрија је једна од малобројних грана са позитивним спољнотрговинским пословањем која запошљава више од 65.000 људи (20% од броја људи који раде у прерађивачкој индустрији у Србији), и у њој послује 4.500 малих и средњих предузећа. Индустрија хране у Србији чини више од 30% укупне прерађивачке индустрије Србије и годишње пласира на страно тржиште

намирнице у вредности од око милијарду €, па као таква представља једну од најпотентнијих грана српске привреде [20].

Према истраживањима [8, 9], од укупне количине енергије у прехранбеном сектору, највише се троши за конверзију у топлотну енергију (од 55-60%), и на процесе хлађења (16%). На различите термичке процесе у овом сектору потроши се чак 70% од укупне потрошње енергије [21]. Према [22], чак 30% топлотних токова губи се на крају процеса у виду отпадне топлоте. Стога су се бројни аутори бавили утврђивањем потенцијала за искоришћење отпадне топлоте [23, 24]. При том, неки од њих су коришћењем различитих приступа и метода утврђивали и процењивали потенцијал отпадне топлоте пореклом из индустрије на вишем нивоу: државе (нпр. Немачка [25], Енглеска [26]), региона [23], Европе [27, 28] или глобално [29]. Главни циљ у свим наведеним студијама био је да се процени количина доступне отпадне топлоте и утврде могућности искоришћења доступне енергије. Такође, у великом броју студија аутори су се бавили могућностима за коришћење отпадне топлоте у специфичним гранама индустрије, попут цемента [30], у индустрији производње стакла [31], челичанама [32] и прехранбеној индустрији [33, 34]. Репрезентативни резултати наведених истраживања приказани су у делу (3.3.1).

- (Laia M., *et al.*) су извршили процену потенцијала за искоришћење отпадне топлоте из индустрије [35]. Према њиховим проценама годишњи потенцијал за искоришћење отпадне топлоте индустрије за 27 земаља чланица Европске Уније је око 2.500 PJ. Највећи годишњи потенцијал има Немачка са 525 PJ, а затим Француска 350 PJ и Италија 315 PJ. Од земаља суседа Србије, издваја се Румунија са 75 PJ док знатно мањи потенцијал искоришћења отпадне топлоте имају Мађарска и Бугарска (27 PJ и 22 PJ, респективно).
- (Brueckner S.) [23] и (Persson U., *et al.*) [36] у својим радовима предлажу методологије за процену потенцијала отпадне топлоте које су, како наводе, уз одговарајуће измене, потенцијално примењиве на све гране индустрије. Њихове методологије су разматрале (Laia M., *et al.*) [37] и процењене вредности потенцијала отпадне топлоте поредили су са подацима добијеним прегледом литературе. У свом раду наглашавају да су две анализиране методологије високо примењиве, али и да степен примене методологије зависи од сличности између првобитног и циљног система.
- (Gondia S., *et al.*) [38] су предложили методологију за одређивање потенцијалних уштеда у прехранбеној индустрији рекулперацијом отпадне топлоте. Модел приказан у њиховом раду уз одређене модификације примењив је и на друге индустријске гране.

Како би се унапредило коришћење отпадне топлоте и створили почетни услови за искоришћење што већег дела неискоришћеног потенцијала, након мапирања локација, потенцијалних извора отпадне топлоте, неопходно је доступну енергију искористити на енергетски, економски, и еколошки прихватљив начин. У наставку следи преглед литературе у области технологија за искоришћење отпадне топлоте.

- (Al-Rabghi M., *et al.*) [22] у свом раду извршили су преглед могућности за искоришћење индустријске отпадне топлоте. Закључили су да постоји значајан потенцијал за искоришћење енергије из индустријских процеса, фокусирајући се на технологије топлотних мотора и топлотних пумпи.

- (Sarah B., *et al.*) [39] приказали су поделу технологија за искоришћење отпадне топлоте на пасивне (топлота се користи директно на истој или на нижим температурама) и активне технологије (топлота се трансформише у други облик енергије или јој се подиже температурни ниво). Аутори анализирају технологије за искоришћење отпадне топлоте у индустрији, базирајући се на три актуелне технологије (апсорпциони чилери (AC), компресорске топлотне пумпе (MHP) и адсорпционе топлотне пумпе (AHP)) за које су, након детаљне економске анализе, утврдили максималне прихватљиве трошкове инвестирања.
- (Gondia S., *et al.*) [40] су развили енергетски „bottom-up“ модел за неинтензивну индустрију. Као пример, анализирали су утицај искоришћења отпадне топлоте топлотним пумпама у прехранбеној индустрији до 2020. године на смањење емисије CO₂. Резултати су показали да је топлотна пумпа обећавајућа технологија за искоришћење отпадне топлоте у овој индустријској грани.
- (Feng H., *et al.*) [41] у свом раду дефинишу концепт индустријске отпадне топлоте и дају преглед доступних технологија (топлотне пумпе, размењивачи топлоте, топлотне цеви, котлови, расхладни циклуси, производња електричне енергије и складиштење топлоте (HS)). Аутори разматрају могућности искоришћења отпадне топлоте у развијеним земљама и земљама у развоју како би утврдили потенцијалну добит на глобалном нивоу.
- (Gondia S. *et al.*) [38] у свом раду, анализирају могућности искоришћења отпадне топлоте применом топлотних пумпи у прехранбеној индустрији. Прехранбена индустрија у Француској троши 12% енергије коју троши индустрија, а како аутори наводе у свом раду, 23% укупне потрошње електричне енергије овог сектора чини потрошња расхладних уређаја. Они у свом раду истичу да је применом топлотних пумпи могуће искористити 70-80% енергије која се одаје са кондензатора расхладних уређаја и 70-85% потрошене електричне енергије компресора.
- (Fisher J.) [42] је у свом истраживању поредио трилатералне циклусе (TLC)¹ са органским Ранкиновим циклусима (ORC) и закључио да трилатерални циклуси генерално нуде боље перформансе.
- До истог закључка дошао је и (Loffer M.) [43] који је у свом истраживању навео да су TLC системи у просеку ефикаснији од ORC-а за 50%. Према [44] на температури отпадне топлоте од 90°C, ефикасност TLC-а је већа за 14%.
- Са друге стране, (Van de Bor, *et al.*) [45], наводе да се излазна снага ORC система може значајно повећати употребом виших притисака који су блиски критичним вредностима, што у поменутих студијама није узето у обзир. Обзиром на то да се топлотне пумпе сматрају најбољим решењем за рекулперацију отпадне топлоте [26], они су у свом раду поредили топлотне пумпе са циклусима снаге и закључили да су трилатерални циклуси конкурентни топлотним пумпама на температури топлотног извора од 100 °C, док су Калина циклуси (KAL) и ORC конкурентни на температури од 130 °C и вишим.
- (Shu G., *et al.*) [46] су истраживали транскритичну каскаду ORC циклуса и доказали значајне могућности за искоришћење отпадне топлоте. Исти аутори су представили ORC са двоструком петљом, високотемпературном за искоришћење отпадне топлоте издувних гасова и нискотемпературном за искоришћење

¹ Trilateral Flash cycle – Термодинамички циклус којим се отпадна топлота користи за генерисање електричне енергије. Више о овој технологији у 4.3.3.

отпадне топлоте расхладне течности мотора и преостале топлоте са високотемпературне петље. Закључили су да је систем показао најбоље перформансе при високом радном оптерећењу.

- (Little и Garimella) [47] су разматрале сорпционе циклусе и механичке компресионе парне циклусе за искоришћење отпадне топлоте. Оне наводе да Органски Ранкинови циклуси имају боље перформансе од Maloney–Robertson циклуса, под једнаким условима испитивања. Такође наводе, да су комбиновани *ORC* циклуси компактније конструкције од апсорпционих циклуса истих перформанси.
- (Kim Y. M., *et al.*) [48] су анализирали коришћење једносмерног *ORC*-а за рекулерацију отпадне топлоте из издувних гасова (топлота високе температуре) и расхладне течности мотора *СУС* (нискотемпературни извор топлоте). У њиховом случају количине топлоте су сличне али су различитих температурних нивоа. У овом случају, најбоље је користити системе са двоструком петљом који су ефикаснији, али због робусне и сложене конструкције и знатно више цене у односу на *ORC* са једноструком петљом, потребно је пронаћи алтернативу. Аутори у овом раду упоређују перформансе конвенционалних система са једном петљом, са новим *ORC* системом са једном петљом за искоришћење отпадне топлоте мотора *СУС*. Систем који они предлажу показао се бољим, остваривши 20% повећања у излазној снази, у односу на конвенционални.
- (Tuan C., *et al.*) [49] су у свом истраживању користили „Пинч“ методу за процену оптималне количине отпадне топлоте у сектору прехранбене индустрије, која се може искористити применом топлотне пумпе. Закључили су да је применом топлотне пумпе за искоришћење отпадне топлоте могуће остварити уштеде од 16% у потрошњи енергената.
- (Hammond и Norman) [26], у свом раду испитивали су могућности искоришћења отпадне топлоте у прерађивачкој индустрији Велике Британије, применом размењивача топлоте, апсорпцијских расхладних уређаја и *ORC* циклуса. Све три технологије тестиране су под истим условима. Они су закључили да су могућности за уштеду енергије веће када се комбинују различити системи за искоришћење отпадне топлоте од примене појединачних технологија.

Коришћење комбинације технологија за искоришћење отпадне топлоте захтева детаљнију анализу постројења и процеса како би се размотрили сви фактори који утичу на избор технологија које ће бити разматране. Поред свеобухватног енергетског прегледа постројења, комбиновање технологија захтева познавање и примену техника за интеграцију процеса, техника математичког моделирања и оптимизације. Велики број аутора бавило се интеграцијом процеса и математичким моделирањем, са циљем добијања оптималног решења за искоришћење отпадне топлоте. У наставку следи преглед истраживања на ову тему.

- (Desai N., *et al.*) [50] у свом раду развили су графичку технику за интеграцију *ORC*-а за искоришћење отпадне топлоте. Они су закључили да избор конфигурације циклуса за одговарајућу интеграцију са отпадном топлотом зависи од профила отпадне топлоте процеса.
- (Chen C., *et al.*) [51] су формулисали модел мешовитог целобројног нелинеарног програмирања (MINLP) за интеграцију *ORC*-а са позадинским процесом користећи топле процесе у мрежи размењивача топлоте.

Економска анализа је спроведена за случај када је функција циља максимизација нето излазне снаге *ORC*-а. У овом раду, аутори нису узели у обзир могућу променљиву температуру отпадне топлоте, него су температуру доступног топлотног извора сматрали константном. У другом раду (Chen C., *et al.*) [52] такође су представили *MINLP* математички модел за искоришћење отпадне топлоте која је доступна након синтезе размењивача топлоте применом графичке методе коју су развили у првом раду. Опет је функција циља била максимизација нето излазне снаге *ORC*-а.

- (Modla G. и Lang P.) [53] су у свом раду приказали могућности за уштеду енергије при процесу дестилације применом топлотне пумпе за искоришћење отпадне топлоте кондензатора. Њихово истраживање није опште и може бити од користи само за појединачну примену.
- (Zhang H., *et al.*) [54] су истраживали могућности за искоришћење отпадне топлоте паре са излаза из парне турбине за загревање напојне воде котла, коришћењем апсорпционе топлотне пумпе. Обзиром на то да је напојна вода предгревана паром, уштеђена количина паре користила би се за генерисање електричне енергије у парној турбини.
- (Horuz I. и Kurt B.) [55] су интегрисали топлотни трансформатор са системом за когенерацију у циљу производње топле процесне воде на температури од 120°C. Температура топле воде на излазу из когенерационе јединице је 90°C. Ова топлота коришћена је као погонска за топлотни трансформатор. И у овој студији разматран је јединствен систем, који може бити од користи само за сличне случајеве.
- (Lira-Barragan, *et al.*) [56] су анализирали могућности синтезе парног Ранкиновог циклуса, органског Ранкиновог циклуса и апсорпционих расхладних циклуса за искоришћење отпадне топлоте. У раду је приказан математички модел, извршен је избор радног флуида за *ORC* и извршен је избор оптималне конфигурације система за управљање апсорпционим расхладним уређајем.
- (Viklund S.B., и Karlsson M.) [57] су формулисали модел мешовитог целобројног линеарног програмирања (*MILP*) за избор оптималног решења за искоришћење отпадне топлоте са функцијом циља минимизације трошкова. Математичким моделом је дефинисано да се крајња, „опорављена“ енергија (топлотна, расхладна и/или електрична), продају. Није предвиђена интеграција са крајњим корисницима и системом у сопственом постројењу.
- (Oluleye G., *et al.*) [58] такође су развили *MILP* модел за интеграцију органског Ранкиновог циклуса и апсорпционих расхладних циклуса за искоришћење отпадне топлоте на процесним локацијама, али и у њиховом раду нису разматране интеракције са постојећим системом, што модел који су приказали чини самосталним. У свом другом истраживању [59], развили су методологију за оптималну интеграцију Ранкиновог циклуса, механичке топлотне пумпе, топлотног трансформатора и апсорпционих расхладних циклуса. Математички модел који су приказали је општи и може се, уз модификације, користити за било коју грану индустрије. У моделу је од циклуса снаге разматран само *ORC*, док су Калина циклуси и трилатерални циклуси, струјне пумпе и многе друге доступне технологије, искључене из анализе.

На основу свих претходно наведених истраживања, може се закључити да се само систематским приступом, детаљном анализом и применом математичког моделирања и техника оптимизације може одабрати најбоља комбинација технологија за искоришћење отпадне топлоте у зависности од задате функције циља. При том, у математичком моделу морају бити дефинисани сви утицајни фактори и разматране све технологије које се за искоришћење отпадне топлоте могу користити.

3. ТЕОРИЈСКА РАЗМАТРАЊА

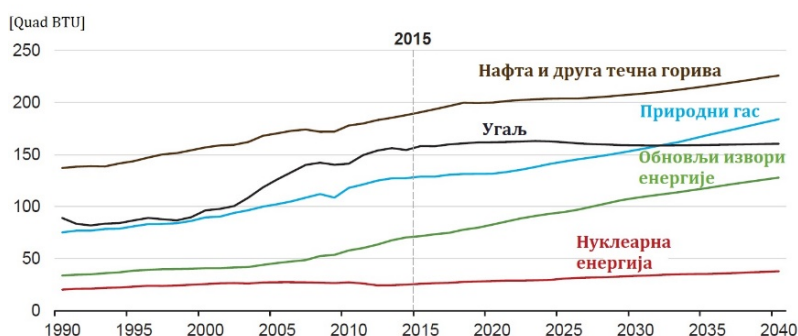
3.1. ЕНЕРГИЈА И ПОТРОШЊА ЕНЕРГИЈЕ

Последњих деценија, паралелно са растом популације, индустријализацијом, урбанизацијом и технолошким развојем, расте потражња за енергијом [60]. Само у последњих 35 година, потрошња енергије на глобалном нивоу се повећала два пута, а просечни доходак по глави становника четири пута [61]. Упркос повећању инвестиција у истраживање и развој обновљивих извора енергије (ОИЕ) и чистих технологија, процењује се да ће потрошња енергије у Европи још дуги низ година бити заснована на великом уделу фосилних горива (сирова нафта, природни гас, угаљ), који су доминантни загађивачи ваздуха и емитери гасова са ефектом стаклене баште [62, 63]. Један од начина за смањење емисија, заштиту животне средине и повећање сигурности снабдевања енергијом је повећање енергетске ефикасности коришћења енергије [64].

Међународна агенција за енергију (eng. International Energy Agency – IEA), Америчка агенција за информације у енергетици (eng. U.S. Energy Information Administration – EIA), Европска агенција за заштиту животне средине (eng. European Environment Agency – EEA), Европска канцеларија за статистику (eng. European statistical office – ЕУРОСТАТ) и др., прикупљају, анализирају и објављују податке о потрошњи енергије. У наставку је извршена анализа трендова потрошње енергије у свету, Европи и Србији.

3.1.1. ПОТРОШЊА ЕНЕРГИЈЕ У СВЕТУ

Потрошња енергије у свету у последњих десет година просечно порасте за 1,8% годишње. Иако је у периоду од 2014. до 2016. године пораст потрошње енергије знатно испод просека и износи око 1% [65], предвиђа се да ће потрошња енергије до 2040. године порастати за 28% [1]. На слици 3.1 приказан је тренд потрошње примарне енергије² у свету до 2015. године као и пројекције потрошње до 2040. године.



Слика 3.1. Тренд и пројекције потрошње примарне енергије у свету

² Примарном енергијом се сматрају сви облици енергије узети директно из природе без претходне трансформације (фосилна горива, нуклеарна енергија, обновљиви извори енергије).

Према пројекцијама, потрошња свих енергената сем угља ће бити у сталном порасту до 2040. године. Иако се очекује да ће највећи пораст употребе енергије бити из обновљивих извора енергије, и даље ће фосилна горива представљати велики део светске потражње за енергијом. Поред све веће употребе обновљивих извора енергије очекује се пораст употребе нуклеарне енергије, чији тренд потрошње, после благог пада након нуклеарне катастрофе у Фукушими 2011. године, расте у просеку за 1,4% годишње [2].

Нафта и њени деривати и даље остају највећи извор енергије, али се њихов удео од 33% у укупној потрошњи енергије у свету, смањује на 31%, од 2015 до 2040. године. респективно. Очекује се пораст потрошње нафте у индустрији и транспорту, и пад потрошње нафте и деривата за производњу електричне енергије. Према проценама, потрошња нафте има тенденцију сталног раста од просечно 0,7% годишње у периоду од 2015. до 2040. године.

Потрошња природног гаса бележи пораст од 1,4% годишње у пројектованом периоду, на супрот угљу чија се потрошња, после наглог пораста почетком 2000. године, у пројектованом периоду повећава за свега 0,1% годишње до 2025. године, после чега се очекује пад потрошње од 10% до 2040.

Удели потрошње појединих енергената у укупној потрошњи примарне енергије у свету 2015. године. приказани су на слици 3.2 [65].

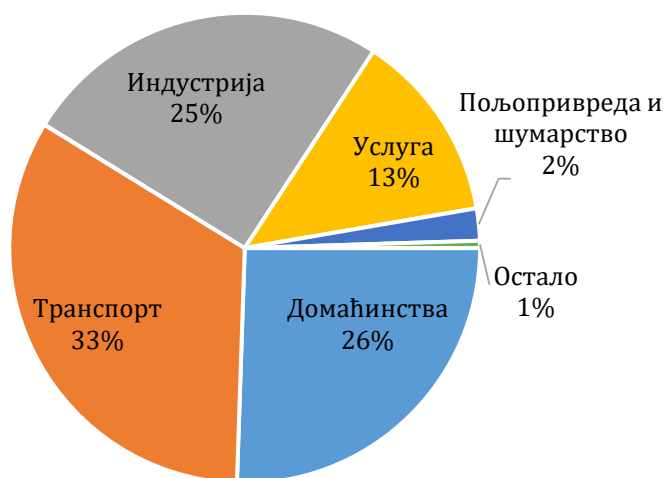


Слика 3.2. Потрошња примарне енергије у свету 2015. године

У Европи, у последњих 25 година смањен је удео потрошње нафте и нафтних деривата у укупној потрошњи енергије са максималних 39,5% 1988. године, на 34,4% удела у потрошњи енергије 2015. године. Удео чврстих горива 2015. године износио је 16,1%, док је максимални удео гаса 2010. године износио 25,3% након чега се смањио на 22% у 2015. години. Максималан удео нуклеарне енергије од 14,5% забележен је 2002. године, и од тада је опао на 13,6% у 2015. години.

Потрошња финалне енергије³ у земљама Европске уније 2015. године износила је 1.084 Мтое, од чега се 19,6% потроши у Немачкој. У периоду од 2005-2015 забележен је пад потрошње финалне енергије за око 8% (0,9% годишње) [66]. Смањење потрошње финалне енергије у ЕУ28 забележено је у свим секторима осим у услужном сектору. Највећи пад потрошње енергије од 25% у периоду од 1990-2013. године, забележен је у индустрији, што је у великој мери резултат преласка на енергетски неинтензивну индустријску производњу и на услужно орјентисану европску економију.

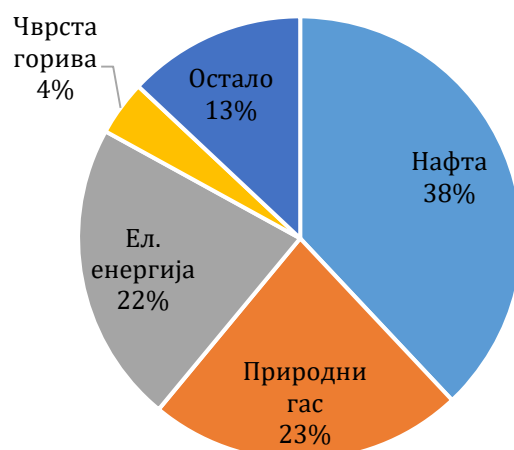
На слици 3.3 приказани су удели појединих сектора у укупној потрошњи финалне енергије у Европи.



Слика 3.3. Потрошња финалне енергије у Европи 2015. године

Са дијаграма приказаног на слици 3.3 могу се уочити три доминантне категорије у потрошњи финалне енергије у Европи 2015. године: транспорт (33,1%), домаћинства (25,4%) и индустрија (25,3%). Потрошња финалне енергије заснива се највећим делом на потрошњи нафте (38%), природног гаса (23%) и електричне енергије (22%) (Слика 3.4).

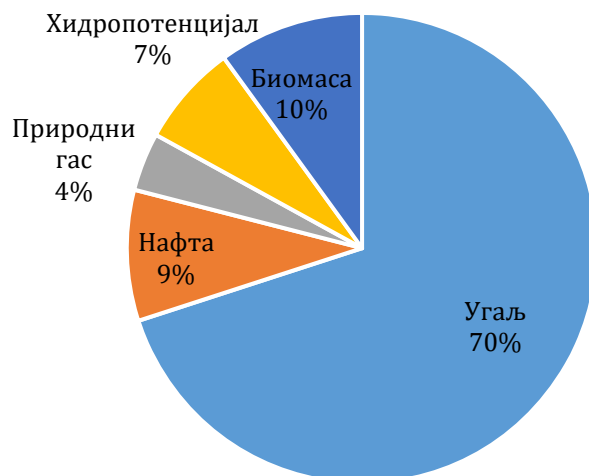
³ Финална енергија представља онај део примарне енергије који је након низа трансформација доступан крајњим корисницима за коришћење.



Слика 3.4. Структура потрошње финалне енергије у Европи 2015. године

3.1.2. ПОТРОШЊА ЕНЕРГИЈЕ У СРБИЈИ

Потрошња примарне енергије у Србији у 2016. години износила је 15.348 Мтое. Потрошња се углавном заснива на потрошњи угља (70%) који се доминантно користи за производњу електричне енергије. На слици 3.5 приказана је структура потрошње примарне енергије у Србији у 2017. години.



Слика 3.5. Структура потрошње примарне енергије у Србији у 2017. години

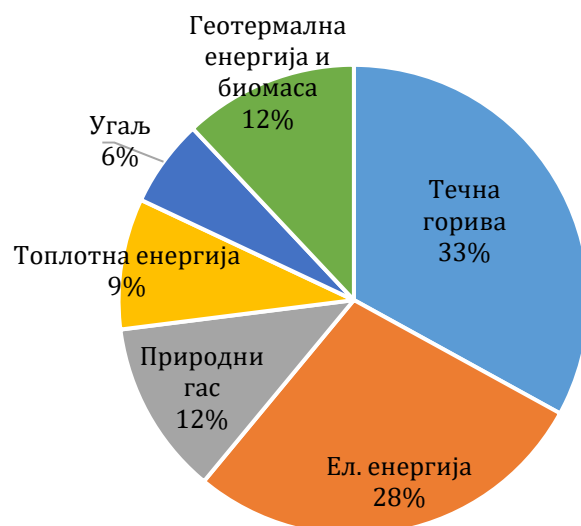
Чак 70% утрошене примарне енергије Србија подмирује из сопствене производње, а само 30% примарне енергије се супституише из увоза. Висок удео домаћег лигнита (око 90%), омогућава релативно високу енергетску независност земље. Према подацима из Енергетског биланса за 2015. годину, енергетска зависност

Србије износила је 23,5% па је као таква била четврта држава у Европи по минимуму зависности од иностраних енергената. Поређења ради, енергетска зависност Хрватске је 52%, Македоније 48%, Црне Горе 26% и Албаније 25%.

Од укупно 30% примарне енергије која се обезбеђује из увоза, највеће учешће у 2017. години имали су сирова нафта и нафтни деривати са 58%, затим природни гас са 32% и угаљ 10%.

Од укупно расположиве примарне енергије 88% се користи за различите трансформације. Најзаступљенији улазни енергенти система трансформације су угаљ 57% и нафта и њени деривати 29%, док је просечна ефикасност система трансформације енергије 0,54.

У Србији је 2016. године потрошено 8.935 Мтое финалне енергије. У структури потрошње финалне енергије по енергентима доминантни удео (око 60%) имају течна горива (нафта, деривати нафте и биодизел) и електрична енергија, док је удео потрошње осталих облика финалне енергије знатно мањи. На слици 3.6 приказана је структура потрошње финалне енергије по енергенту у 2017. години.



Слика 3.6. Потрошња финалне енергије по енергенту у Србији у 2017. год.

У структури потрошње течних горива највише се троши у сектору саобраћаја (76%). Потрошња електричне енергије је углавном заснована на потрошњи енергије за потребе домаћинства 51% и индустрије 29%, док је потрошња гаса највећим делом заснована на потрошњи у индустрији (59%). Највише топлотне енергије се потроши у сектору домаћинства (67%), док је индустрија одговорна за преко половине угља који се троши.

У укупној потрошњи финалне енергије у 2017. години, највише се троши у сектору домаћинства, пољопривреде и Јавних и комуналних делатности (48%), затим у индустријском сектору (27%) и саобраћају (25%).

У Србији се 25-30% финалне енергије троши у сектору индустрије, од тога половина у енергетски неинтензивној, а највише у прехранбеној индустрији.

3.2. ПРЕХРАМБЕНА ИНДУСТРИЈА

Прехрамбена индустрија представља низ активности усмерених на прераду, конверзију, припрему, чување и паковање прехрамбених производа. Ову индустрију чине скуп метода и техника које се користе за трансформацију сировина у храну за потребе људи или животиња. Паралелно са растом популације, расте потражња на тржишту хране што за последицу има развој прехрамбене индустрије [67].

Овај индустријски сектор уско је повезан са пољопривредом која производи сировине неопходне за прехрамбену индустрију, па се често ова два сектора посматрају као један. Пољопривреда и прехрамбена индустрија, заједно са транспортом и трговином, затварају производни циклус хране. У зависности од врсте основне сировине и нивоа обраде, постоји неколико критеријума за класификацију прехрамбене индустрије (Слика 3.7).



Слика 3.7. Класификација грана прехрамбене индустрије [68]

У Србији, прехрамбена индустрија обухвата неколико грана које се баве различитим делатностима:

- млинско-пекарска индустрија – обухвата прераду житарица и производњу основних намирница (брашно, хлеб, пецива и сл.),
- кондиторска индустрија – обухвата прераду шећерне репе, производњу шећера и производњу кондиторских производа (кекса, чоколаде и сл.),
- индустрија за прераду и производњу уља – обухвата прераду свих врста сирових производа (семенке сунцокрета и бундеве, маслине, уљана репица, кукурузне клице и сл.) са циљем добијања различитих врста уља,
- индустрија за прераду воћа и поврћа – обухвата прераду и конзервирање воћа и поврћа, производњу сокова, џемова и сл.,

- млекарска индустрија – производња и прерада млека и млечних производа (сир, кајмак, јогурт, павлака и сл.),
- индустрија за конзервирање рибе,
- меснопрерађивачка индустрија – прерада меса са циљем добијања месних производа (салама, кобасица и сл.),
- индустрија алкохолних пића – производња алкохолних пића прерадом житарица, воћа и винове лозе.

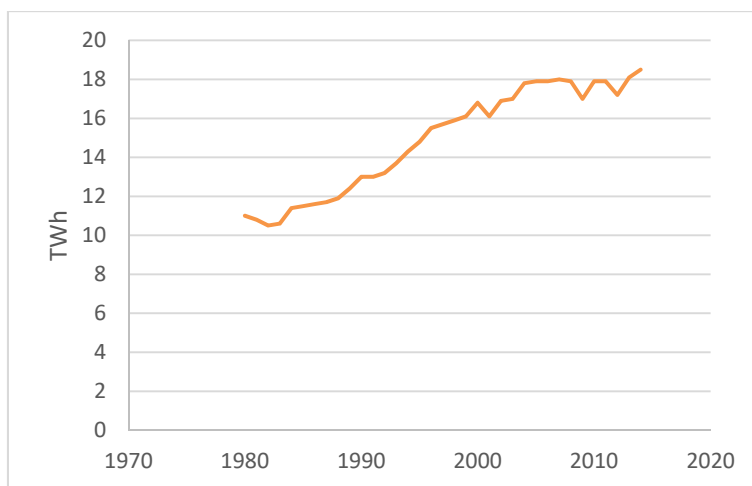
3.2.1. ПОТРОШЊА ЕНЕРГИЈЕ ПРЕХРАМБЕНЕ ИНДУСТРИЈЕ

Потрошња енергије прехранбеног индустријског сектора из године у годину расте, као последица пораста популације, побољшања животног стандарда људи и променама насталим у навикама људи који се све чешће одлучују на конзумирање припремљене хране и исхрану ван својих домова. Предвиђа се да ће број људи на планети земљи достићи 9,6 милијарди до 2050. године [69, 70]. Највећи очекивани пораст популације је код земаља у развоју, код којих се очекује и побољшање животног стандарда што за последицу има већу потрошњу хране по становнику, пре свега животињских беланчевина (меса, млека и млечних производа) као и уља (Слика 3.8) [71]. Промене у обрасцима понашања у исхрани, посебно у земљама у развоју, имају велики утицај на потрошњу енергије прехранбеног сектора. На слици 3.9 приказана је потрошња енергије прехранбеног сектора индустрије до 2015. године на глобалном нивоу [15]. Раст производње „погодних“ намирница и промена облика производа који се продају крајњем кориснику⁴ поред повећања потрошње енергије имају утицај и на повећање продукције отпада пореклом из прехранбене индустрије [11].



Слика 3.8. Пројекције потрошње појединих група прехранбених производа у свету до 2050. године

⁴ Нпр. продаја опраног и упакованог воћа, а не у њиховом релативно необрађеном стању.



Слика 3.9. Тренд потрошње енергије у прехранбеном сектору индустрије до 2015.

Из свега наведеног може се закључити да је индустрија хране и пића значајна глобална индустрија, са забележеним прометом у 2016. години од 8 милијарди \$ [10]. На глобалном нивоу, прехранбени сектор и пољопривреда заједно су одговорни за око 30% потрошене финалне енергије у индустријском сектору, при чему је удео прехранбеног сектора већи од 70% [11].

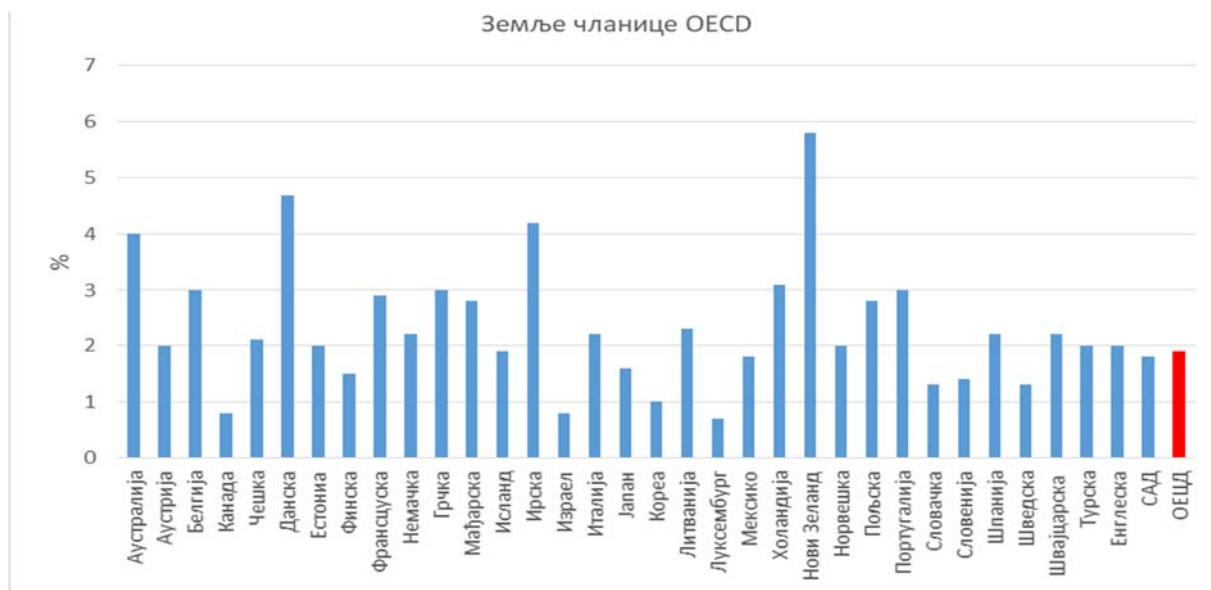
У Америци, прехранбена индустрија је пети по величини потрошач енергије [8], са уделом од 19% у укупној потрошњи примарне енергије [11, 13] и уделом од 10% у БДП-у [14]. У пољопривреди и прехранбеној индустрији запослено је више од 17 милиона људи у Америци, од чега преко 90% у прехранбеном сектору [15]. Последњих година, у Америци, бележи се стални пораст потрошње енергије прехранбеног сектора од око 2,3% годишње што додатно наглашава важност питања енергетске ефикасности у овом сектору [72].

У Аустралији, у 2015. години било је запослено више од пола милиона људи у сектору пољопривреде и прехранбене индустрије. У овом сектору је пословало 178.500 компанија, а остварени промет је око 54 милијарди \$ са уделом од 3,3% у укупном БДП-у [73].

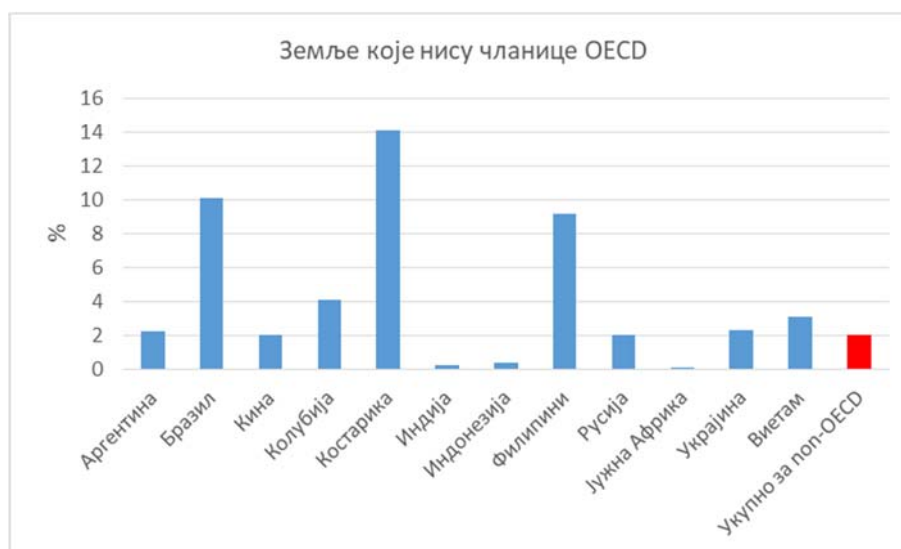
У Европи, количина енергије која је неопходна за узгој, обраду и припрему хране чини 17% укупне потрошње енергије што је еквивалентно 26% утрошене финалне енергије у 2013. години [16]. Сектор хране и пића има удео од 10% у потрошњи енергије индустрије. У овом сектору, у Европи, запослено је 8% становништва, а учешће у БДП-у је 6%, што је еквивалентно 715 милијарди € годишње [17]. У Француској, учешће прехранбеног сектора у укупној потрошњи енергије је 14% [11], у Шведској 13% [18], а у Енглеској 18% [74].

У земљама, чланицама Организације за економску сарадњу и развој (OECD), укупно се просечно троши у прехранбеном сектору индустрије око 65 Mtoe/год., што представља удео од 2% укупне потрошње финалне енергије. Највећи удео у укупној потрошњи је на Новом Зеланду 6%, а затим Данској, Ирској и Аустрији (Слика 3.10а). Код земаља које нису чланице удео потрошње прехранбене индустрије у укупној финалној потрошњи енергије је значајно већи (Костарика 14%, Бразил 10%, Филипини 9%, итд.). У укупној потрошњи енергије доминантно се користе

природни гас и електрична енергија, 46% и 29% респективно, а затим угаљ 9% и нафта и њени деривати 8% (Слика 3.11).



а)



б)

Слика 3.10. Удели потрошње прехранбене индустрије у укупној потрошњи енергије а) земље чланице OECD, б) земље које нису чланице OECD (Non-OECD) [11]



Слика 3.11. Удели финалне потрошње појединих енергената у укупној потрошњи у прехранбеном сектору у периоду 2011-2013. [11]

Највећи део енергије се троши за конверзију у топлоту. На топлоту неопходну за различите термичке процесе и процесе сушења троши се 59% енергије, која се највећим делом добија из природног гаса, док се за процесе хлађења и за различите моторне погоне троши 16% и 12% електричне енергије, респективно (Слика 3.12) [8, 9].



Слика 3.12. Типична потрошња енергије у прехранбеном сектору индустрије

Највише топлотне енергије се користи за процесе печења, сушења, пастеризације, укувавања и за загревање простора, док се електрична енергија највише користи за процесе хлађења 31% и за погон електромотора 25% (Слика 3.13).



Слика 3.13. Расподела потрошње електричне енергије у прехранбеној индустрији

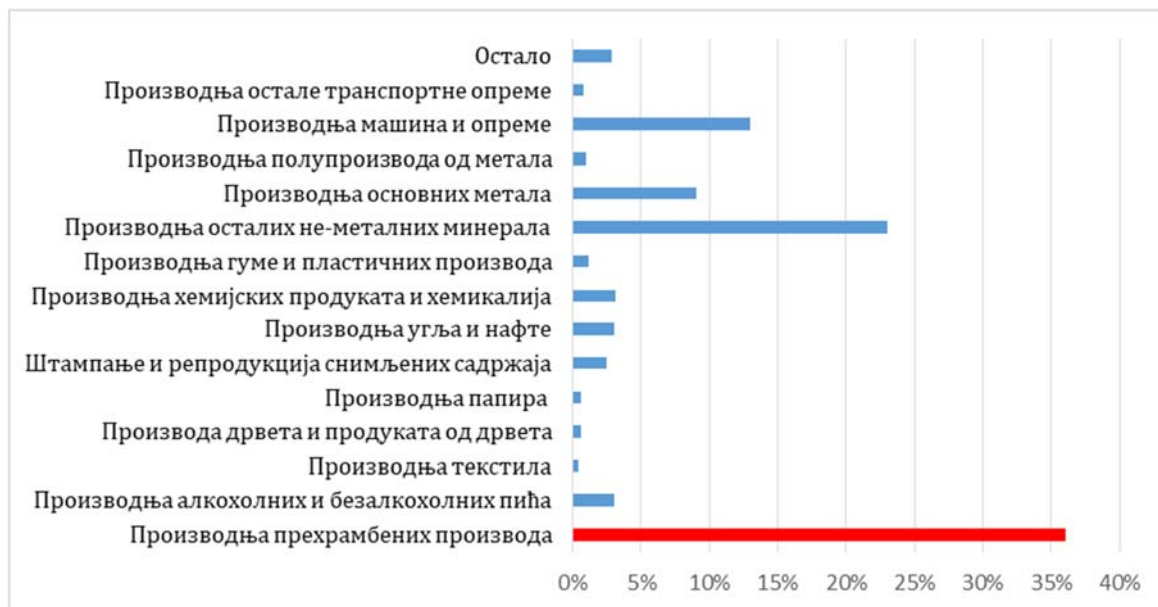
Процесно грејање и хлађење, најчешће захтевају највећу потрошњу енергије у прехранбеном сектору услед потребе за припремом и адекватним чувањем хране уз очување квалитета производа. У млекарама на пример, често се за процесе хлађења и замрзавања потроши и преко 80% електричне енергије [75].

3.2.1.1. ПРЕХРАМБЕНА ИНДУСТРИЈА И ПОТРОШЊА ЕНЕРГИЈЕ ОВОГ СЕКТОРА У СРБИЈИ

Према подацима из 2017. године, прехранбена индустрија у Србији је једна од малобројних грана са позитивним спољнотрговинским пословањем. У овом сектору у Србији запослено је више од 65.000 радника (20% од броја запослених који раде у прерађивачкој индустрији у Србији), и у њему послује 4.500 малих и средњих предузећа. Заједно са пољопривредом, у целокупном ланцу снабдевања храном у Србији учествује око 600.000 запослених.

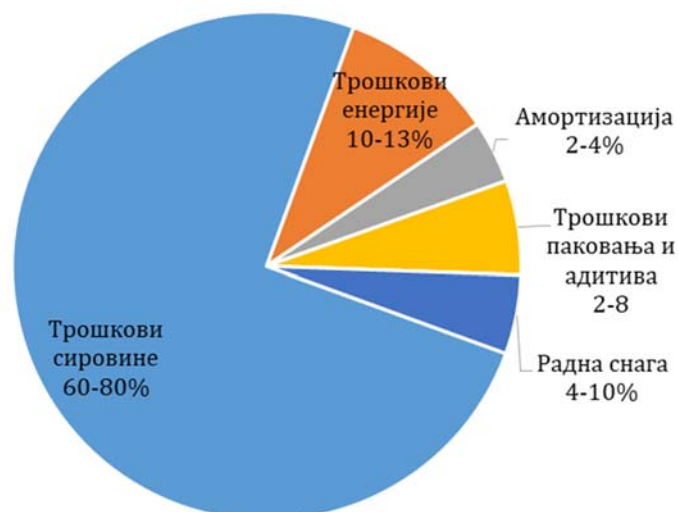
Индустрија прераде хране у Србији чини више од 30% укупне прерађивачке индустрије Србије и годишње пласира на страно тржиште намирнице у вредности од око милијарду €, па као таква представља једну од најјачих грана српске привреде [20]. У 2016. години Србија је остварила суфицит од 1,6 милијарди €, што је за 45% више у односу на 2015. годину. Упркос, великом потенцијалу и великом доприносу извозу, прехранбени сектор у Србији има веома низак допринос БДП-у. Према истраживањима, од 2008-2016. године укупни пораст БДП агробизниса у Србији био је негативних 0,8%, док је БДП целе привреде порастао за 3% у истом периоду. У последње 3 године, у сектору привреде остварен је БДП од преко 9 милијарди динара, док се у сектору прехранбене индустрије бележи пад од 4,2 милијарде \$ у истом периоду. Иако бројни показатељи потврђују чињеницу да је допринос прехранбене индустрије укупном БДП-у у Србији био негативан и даље прехранбена индустрија има удео од преко 30% у укупној индустријској производњи.

Енергија која се потроши у прехранбеном сектору у Србији има учешће од преко 35% у укупној потрошњи енергије производног сектора (Слика 3.14) [20]. Заједно са сектором производње неметалних минералних материјала, прехранбена индустрија чини више од половине укупне потрошње енергије у индустрији у Србији [76].



Слика 3.14. Потрошња енергије у производном сектору у Србији

Иако у структури трошкова у прехранбеној индустрији трошкови енергије имају удео од свега 10-13% у укупним трошковима (Слика 3.15) [77], због великог броја предузећа која послују у овој индустријској грани, потрошња енергије неопходне за обраду прехранбених производа заузима значајан удео у укупној потрошњи енергије индустрије у Србији.



Слика 3.15. Просечна структура производних трошкова у прехранбеној индустрији у Србији

Обзиром на то да готово све активности у производном ланцу хране зависе од неког облика енергије, који се тренутно углавном обезбеђује фосилним горивима и електричном енергијом добијеном највећим делом из фосилних горива, неопходно је побољшање ефикасности коришћења енергије у овој индустријског грани.

3.2.2. ЕНЕРГЕТСКА ЕФИКАСНОСТ У ПРЕХРАМБЕНОЈ ИНДУСТРИЈИ

Повећање енергетске ефикасности у сектору прехранбене индустрије представља кључни приоритет у многим земљама у свету. Коришћење мање енергије за обезбеђивање истог или вишег нивоа производне услуге, признато је од влада многих земаља у свету као најисплативије и лако расположиво средство за решавање бројних проблема везаних за енергију, укључујући енергетску сигурност, социјалне и економске утицаје високих цена енергије и забринутост због климатских промена [11]. Осим тога, ефикасно коришћење енергије повећава конкурентност пословања и промовише добробит потрошача [78, 79].

Имплементација мера енергетске ефикасности нема за циљ само смањење рачуна за утрошену енергију или смањење емисије CO₂, како се најчешће посматра. Бројни аутори наводе да се успешним пројектима енергетске ефикасности могу остварити нижи оперативни трошкови и трошкови одржавања, повећани производни приноси, боља позиција на новим прехранбеним тржиштима која захтевају сертификацију одрживости или енергетских перформанси, сигурни услови рада и повећана продуктивност, а тиме и укупна ефикасност и профитабилност предузећа [80, 81].

Није редак случај да се потрошачи све чешће одлучују за куповину производа који су произведени на енергетски ефикасан начин, што додатно наглашава важност енергетске ефикасности у овом сектору индустрије [82].

Поред уштеда у директној потрошњи енергије и остварених финансијских уштеда, енергетска ефикасност подразумева и коришћење технологија за смањење потрошње воде и генерисања отпада са циљем редуковања штетних утицаја на животну средину и употребе енергије за управљање отпадним водама и отпадом. У ланцу снабдевања храном, више од 1/3 произведене хране се губи, а тиме и 38% енергије која је утрошена за њену производњу [83]. Од укупне количине воде, која се потроши у процесу обраде хране, преко 65% се испушта у виду отпадне воде. Студије су показале да више од половине ових отпадних вода чине воде које су „лако“ загађене и које се на једноставан начин могу поново искористити у неком од производних процеса [84].

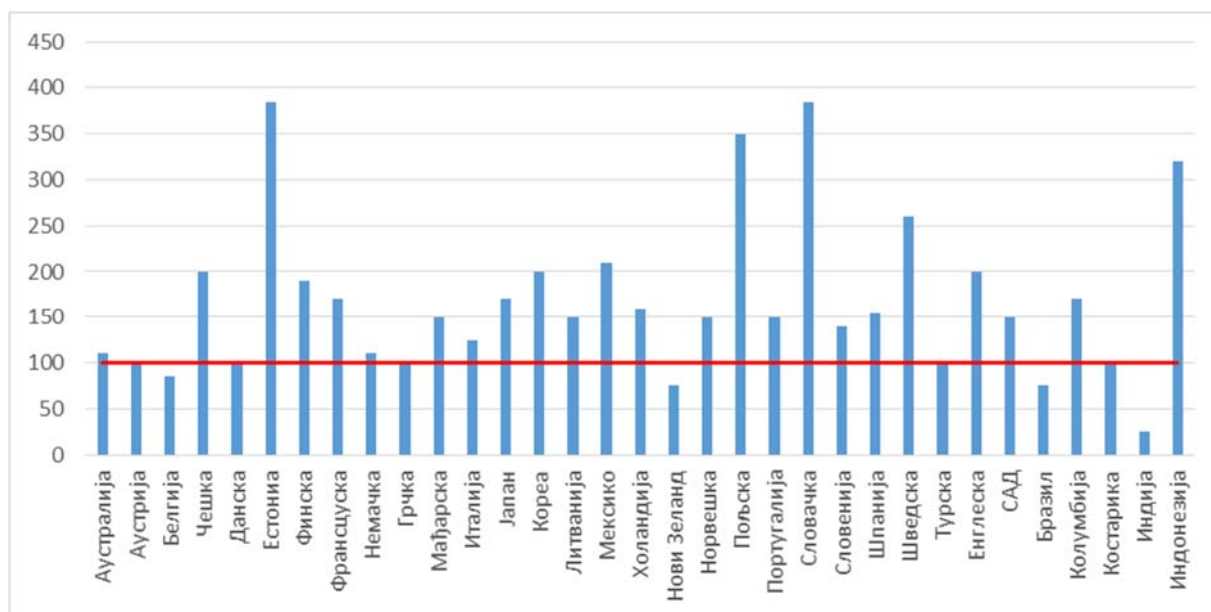
Два најчешће коришћена приступа за повећање енергетске ефикасности у производним постројењима су: коришћење обновљивих извора енергије и смањење потрошње енергије. Коришћење обновљивих извора енергије подразумева високу инвестицију коју често карактерише дуг временски период отплате, па се из тог разлога доносиоци одлука у индустријским предузећима тешко одлучују за инвестирање у такве технологије. Знатно ефикаснији приступ представља смањење потражње за енергијом које може бити спроведено на три начина:

- смањењем укупне активности у предузећу,
- управљањем енергијом у циљу смањења потрошње и
- поновно коришћење отпада и отпадне топлоте.

Прва два начина се сматрају проактивним приступима јер омогућавају произвођачу поред идентификације циљева и дефинисање краткорочних и дугорочних планова, док је поновно коришћење отпада и отпадне топлоте опција класификована као реактивни приступ јер је отпадна топлота неизбежна и након њене идентификације потребно је само предузети мере за њено ефикасно коришћење.

У последњих десетак година, у сектору прехранбене индустрије остварени су добри резултати у побољшању енергетске ефикасности и смањењу емисије CO₂ (Слика 3.16) [85]. Естонија, Пољска, Словачка и Индонезија су земље са најбољим оствареним резултатима, а од укупно 33 државе чланице OECD, у 24 се бележи побољшање енергетске ефикасности. При том је енергетска ефикасност дефинисана као однос додате вредности прехранбеног сектора у америчким доларима 2010. год. и потрошње енергије у овом сектору.

У земљама Европске Уније, према бројним истраживањима, бележи се константно смањење потрошње енергије у овом сектору, како у апсолутном смислу, тако и по јединици производа [16, 86]. У периоду од 1995-2012, потрошња енергије прехранбеног сектора у Европи смањена је за 0,6%, упркос повећању од 85% у БДП-у [11].



Слика 3.16. Унапређење енергетске ефикасности у сектору прехранбене индустрије у OECD

У Великој Британији, од 1990. године спроводе се технолошка побољшања у сектору хране, што је резултирало општим трендом смањења потрошње енергије у овом сектору и смањењем емисије CO₂. Детаљна студија, спроведена у Холандији, потврдила је тренд смањења потрошње енергије у сектору хране у Холандији [86]. Иако је у многим земљама у Европи забележен пад специфичне потрошње енергије у сектору прераде хране, још увек је управљање енергијом у индустрији уопштено

недовољно распрострањено, упркос чињеници да се тиме остварују значајне уштеде [87].

У Србији, стратегија за управљање енергијом и имплементација мера енергетске ефикасности у индустрији представљају неопходне кораке ка смањењу енергетске зависности државе [88]. Иако, у Србији постоји велики потенцијал за развој прехранбеног сектора, тај потенцијал је недовољно искоришћен. Главни разлози су управо неефикасна производња и прерада хране, а тиме и висока цена на тржишту због чега предузећа која послују у овом сектору нису конкурентна. Продуктивност, лош квалитет производа, недостатак иновација и опрема просечне старости 27 година, само су још неки од фактора који лоше утичу на развој прехранбеног сектора у Србији.

Како се према [21] више од 70% утрошене енергије у сектору прехранбене индустрије троши на различите топлотне процесе и на процесе хлађења, и како се према [22] и [3] чак 30% ових топлотних токова губи на крају процеса у виду отпадне топлоте, у тексту који следи, више пажње биће посвећено утврђивању потенцијала отпадне топлоте у прехранбеној индустрији, као и технологијама за њено искоришћење.

3.3. ОТПАДНА ТОПЛОТА

Потражња за процесном топлотом обично представља од 50-70% укупне потражње финалне енергије у индустрији [5, 6, 7]. У системима за производњу и транспорт топлотне енергије значајна количина топлоте се губи кроз зидове уређаја, у виду издувних гасова и као топлота садржана у отпадним водама. Ови топлотни токови се најчешће сматрају „вишком“, па се као такви неповратно губе на крају процеса (отпадна топлота). Према проценама чак 63% потрошње примарне енергије у свету се губи током процеса сагоревања и преноса топлотне енергије [89]. Велики део ове топлоте се може искористити применом разноврсних технологија [90]. Међутим, изазови повезани са искоришћењем отпадне топлоте су њена појава у различитим облицима, повремена доступност, недовољни температурни нивои, и потреба за преносом топлоте од извора отпадне топлоте до потенцијалне локације за њено искоришћење. Ови технички аспекти, између осталог, утичу на економску одрживост и на инвестиционе ризике [91].

Неке студије предлажу искоришћење отпадне топлоте за сушење или загревање хране у прехранбеном сектору [92], или за друге сврхе, као што су грејање простора или загревање топле санитарне воде [41]. Која ће се технологија користити и која ће бити намена искоришћене отпадне топлоте зависи од количине доступне енергије и од њеног температурног нивоа. Генерално, постоје четири категорије отпадне топлоте које се према агрегатном стању и нивоу температуре могу поделити на:

- течности од 50-300 °C,
- димни гасови од 150-800 °C,
- парни и процесни гасови од 100-250 °C и
- пара од 80-500 °C [6].

Извори топлоте високе температуре могу бити материје у чврстом агрегатном стању, као што су на пример врућ челик или стакло, али је искоришћење топлоте из оваквих извора веома изазовно и често неисплативо [93].

Отпадна топлота средње температуре (230 °C до 650 °C) обично се јавља на крају процеса сушења или печења и практично се најчешће користи за сагоревање, предгревање или испаравање. Отпадна топлота ниске температуре присутна је скоро увек у свим гранама индустрије, а највише потенцијала за њено искоришћење је у прехранбеној индустрији. У прехранбеној индустрији, при процесима кувања, печења, сушења, испаравања, пастеризације, стерилизације, прања, дестилације, хлађења и др. ствара се значајна количина отпадне топлоте ниског температурног нивоа коју је најједноставније директно искористити за загревање простора. Ову топлоту могуће је искористити и у друге сврхе, директним коришћењем за обављање неког процеса или подизањем њеног температурног нивоа применом неке од доступних технологија. Када ток отпадне топлоте има довољан температурни ниво, отпадна топлота се може користити за генерисање електричне енергије коришћењем неке од технологија попут Калина циклуса или органског Ранкиновог циклуса (ORC). Неке од старијих, а још увек недовољно истражених технологија су и термоакустични и термофлуидни топлотни мотори, док главне конкуренте *ORC* технологији представљају „Non-Inertive-feedback Thermofuidic Engine“ [94, 95] и „Up-Therm heat converter“ [96, 97] због малог броја

покретних делова, а тиме и значајно мањих инвестиционих и текућих трошкова. Отпадна топлота се може искористити и на друге начине, попут синтезе произведене топлотне енергије на локацији са токовима отпадне топлоте у производном процесу, као што су процеси синтеровања у спреси са пећима, у поступку производње челика. У прехранбеној индустрији, 50 % процеса су серијски процеси који се обично обављају због побољшања квалитета и постојаности крајњег производа, као што је нпр. пастеризација млека [98], код којих се отпадна топлота јавља повремено и са променљивим нивоом температуре, спречавајући тиме употребу конвенционалних метода за рекулперацију отпадне топлоте. Рекулперација отпадне топлоте код оваквих процеса захтева приступ интеграције и оптимизације постројења као и комплетну анализу свих топлотних токова. У прехранбеном сектору, сходно доступном потенцијалу и нивоу температуре у више студија разматрано је коришћење складишта за топлотну енергију и интеграција истог са топлотном пумпом или *ORC*-ом [99]. Према проценама, складиштењем топлоте могуће је остварити уштеде од 6% у потрошњи енергије у фабрикама хране у Америци [100, 101].

Обзиром на то да примена било које од технологија за искоришћење отпадне топлоте захтева детаљну енергетску ревизију постројења са циљем утврђивања потенцијала отпадне топлоте у тексту који следи, више пажње биће посвећено анализи процењених потенцијала отпадне топлоте у свету као и методологијама које се у ту сврху користе.

3.3.1. Потенцијал отпадне топлоте и методе за процену потенцијала

Отпадна топлота и технологије за искоришћење отпадне топлоте проучавани су током дужег временског периода. Према наводима [23], проучавање система за искоришћење отпадне топлоте у индустријском сектору започело је 1970. године, али до 2006. године овој теми није било посвећено довољно пажње. Након доношења стратегија о заштити животне средине у многим земљама у свету, доносиоци одлука и креатори политика захтевали су тачне процене потенцијала отпадне топлоте из индустрије, па је сходно томе последњих година учињен значајан напредак у овој области. Спроведена су бројна истраживања са фокусом на отпадну топлоту, али се при њиховој анализи запажају варијације у процењеним вредностима потенцијала. Разлике у процени потенцијала најчешће су последица употребе података за различите године као и неразумевање разлике између укупне расположиве отпадне топлоте и њеног техничког потенцијала. Укупна количина отпадне топлоте обично се односи на ону количину топлоте која се ослободи приликом хлађења топлотног медијума до амбијенталне температуре или, у посебним случајевима, до неке одређене температуре, док се део те топлоте који је могуће искористити неком од доступних технологија назива техничким потенцијалом. Поред овога у литератури се често помиње и термин „економски оправдан потенцијал отпадне топлоте“ који се односи на део отпадне топлоте који је могуће искористити неком од доступних технологија уз прихватљиве економско-финансијске параметре.

Количина отпадне топлоте и температура при којој је она доступна, значајно варирају међу различитим индустријским секторима, што додатно отежава процес

процене расположивог потенцијала. *Brueckner S.* и остали у свом раду, предлажу категоризацију метода за утврђивање потенцијала отпадне топлоте у индустрији на основу три критеријума: преглед доступних истраживања, прикупљање података и приступ „одоздо на горе“ и „одозго на доле“ [23].

Прегледом доступних истраживања могуће је утврдити методологију која се може применити за утврђивање потенцијала отпадне топлоте, али није могуће донети закључак о доступном потенцијалу. Бројни истраживачи су се бавили проценама потенцијала отпадне топлоте пореклом из индустрије заснованим на доступним регионалним подацима, који могу да се екстраполирају у другим подручјима или земљама. Овакав приступ је поуздан, али је неопходно узети у обзир различит енергетски интензитет појединих грана индустрије [27]. Додатна препрека коришћењу ове методе је и то што у већини земаља не постоји довољно података о токовима енергије у индустрији, па се аутори често ослањају на експертске претпоставке које нису научно оправдане [36].

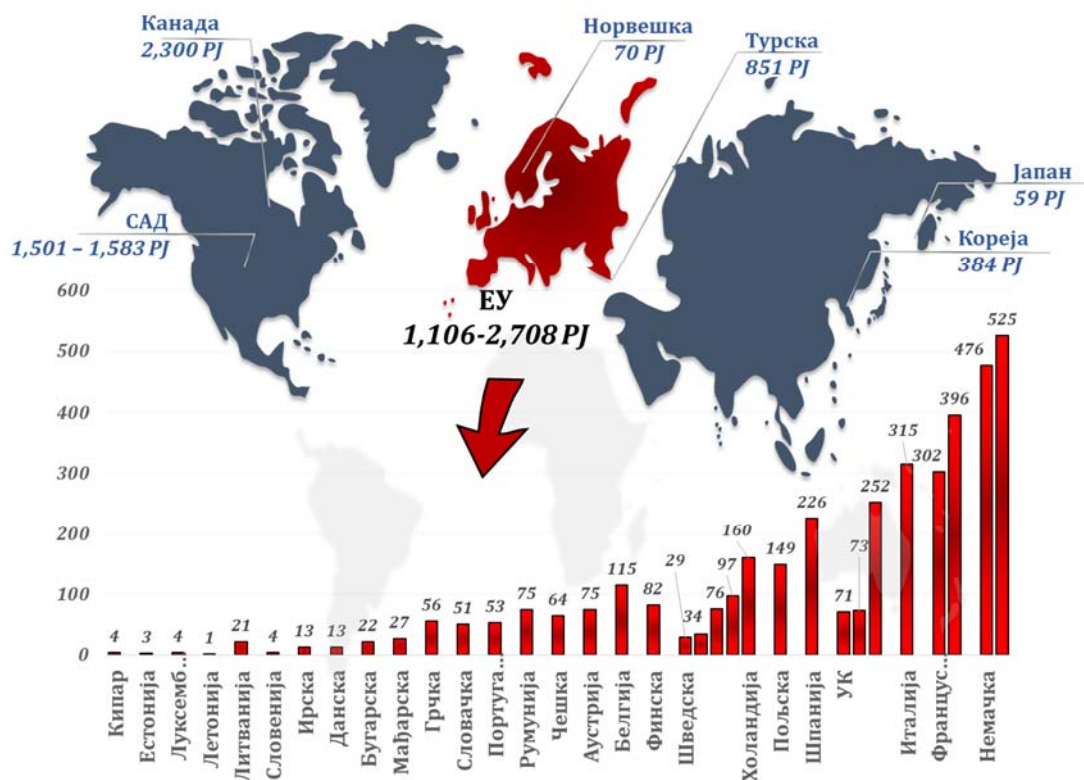
Са друге стране, у литератури су доступне студије које предлажу методологије за процену потенцијала отпадне топлоте, а које су примењиве и на друге регионе и земље [36, 102, 103]. Ове методологије базиране су на приступима „одозго на доле“ и „одоздо на горе“, узимајући у обзир потрошњу енергије сваког производног сектора или емисију CO₂.

Поред наведених, постоји велики број других студија у којима се дефинишу методологије за процену потенцијала отпадне топлоте. Међутим, у већини случајева, предложене методологије у овим студијама нису примењиве и на друге гране индустрије, друге регионе, државе и сл. На пример, *Chung* и остали [104], у свом раду анализирају потрошњу енергије у индустрији у Кореји и предлажу методологију за утврђивање главних показатеља потенцијала отпадне топлоте, али тачна дефиниција и границе сваког индустријског сектора који аутори разматрају нису дефинисани. *Pehnt M.* и остали [37] у свом истраживању, дефинишу кључне показатеље за процену потенцијала отпадне топлоте за Немачку, међутим у њиховом раду приказани су само резултати, док су изостављена нека од кључних објашњења. У тексту који следи приказани су резултати истраживања потенцијала отпадне топлоте у више различитих држава.

Према резултатима добијеним детаљном анализом и поређењем доступних података, процењено је да се 20-30% енергије у индустрији у Америци губи у виду отпадне топлоте [105]. При том су у овој студији узети у обзир и губици енергије настали у пумпама, моторима и другој електромеханичкој опреми. У другој студији у Америци, процењен је годишњи потенцијал отпадне топлоте за осам различитих индустријских грана, које су заједно одговорне за преко 80% потрошње енергије у овом сектору и тај потенцијал износи око 1.500 PJ/год. У литератури се наводе и процене засноване на анализи енергетски најинтензивнијих процеса у индустрији које приближно одговарају овој вредности [106].

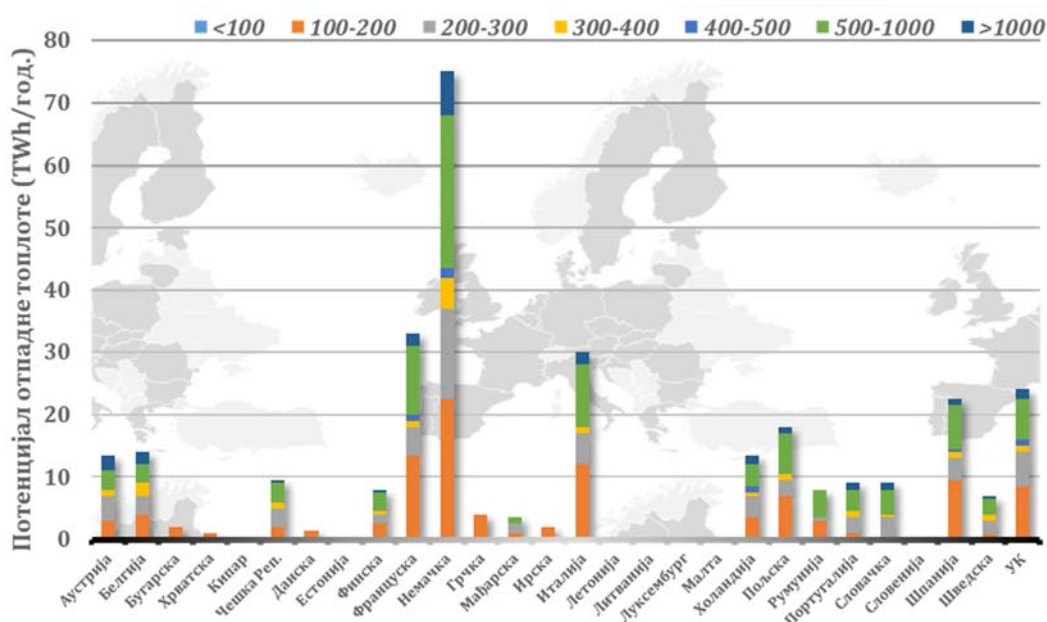
У Европи је такође спроведен значајан број истраживања процене потенцијала отпадне топлоте. Према проценама истраживача, потенцијал отпадне топлоте у Немачкој је 476 PJ [35], Француској 360 PJ [100], Италији 315 PJ [106], Великој Британији 37-73 [26, 107], а у Шпанији 226 PJ. У ових пет држава процењени потенцијал отпадне топлоте чини 60% укупног процењеног потенцијала у Европи

[27]. На слици 3.17 приказан је годишњи процењени потенцијал отпадне топлоте пореклом из индустрије за 33 земље [106].



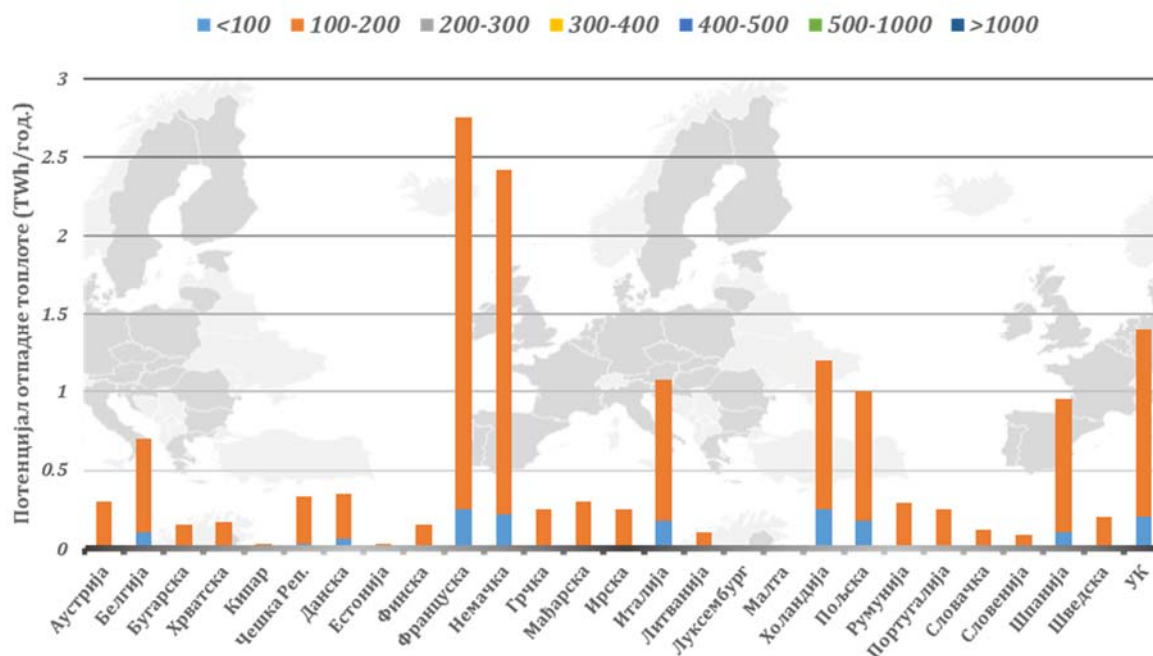
Слика 3.17. Процењени годишњи потенцијали отпадне топлоте за 33 државе

Потенцијали отпадне топлоте за земље Европске Уније, са расположивим температурним нивоима, који су настали као резултат истраживања (Michael P. и осталих [27]), приказани су на слици 3.18.



Слика 3.18. Процењени годишњи потенцијали отпадне топлоте у индустрији у земљама ЕУ

У већини сектора, највећи потенцијал отпадне топлоте у Европи је у Немачкој, што није изненађујуће обзиром на веома развијену интензивну индустрију. Међутим, у прехранбеној индустрији водећа земља по потенцијалу отпадне топлоте је Француска, па затим Немачка и Британија (Слика 3.19). Највише отпадне топлоте је доступно са температурним нивоима од 100-200 °С, у свим секторима, а изузетак су температуре до 500 °С у хемијском, металуршком и у сектору неметалних минерала.



Слика 3.19. Процењени годишњи потенцијали отпадне топлоте у прехранбеној индустрији у земљама ЕУ

У прехранбеној индустрији отпадна топлота је најчешће доступна при температури од 100-200°C. Димни гасови из котлова, најчешће су температуре око 200 °С и њих је најлакше искористити применом економајзера [108]. Поред широко распрострањене примене гасних котлова у сектору прераде хране, најинтензивнији процеси су кување, сушење, испаравање, прање, стерилизација, пастеризација, дестилација и хлађење, при којима се такође ослобађа знатна количина отпадне топлоте. У табели 3.1 приказане су вредности радних температура које су карактеристичне за поједине процесе у прехранбеној индустрији [39, 109].

Табела 3.1. Радне температуре за поједине процесе у прехранбеној индустрији

Процес	Агрегатно стање носиоца			Радна температура [°С]
	Ваздух	Течност	Пара	
Чишћење		x		60
Кување		x	x	110-115
Пастеризација		x		65
				80-110
Избељивање				85
Сушење			x	30-90
				30-120
				50-90
Прање		x		40-85
				40-80

Стерилизација	x	x		140-150
				80-90
Дестилација		x	x	90-110
Укувавање, кључање				95-105
Термичка обрада			x	40-60
Исушивање	x	x	x	38-104
Пржење	x		x	150-250
Печење	x		x	250-590
Сушење и печење	x	x	x	230-590
Издвни гасови котла	x			230-480
Расхладна вода мотора сус	x	x		70-120
Конвенционални котао за топлу воду	x	x	x	60-230
Процесни кондензат		x		50-90
Кондензациони котао за топлу воду		x		40-50
Вруће процесиране течности и материје	x	x		30-230
Расхладна вода кондензатора	x	x		30-40
Расхладна вода компресора	x	x		30-50
Расхладна вода пећи		x		30-50

Избор одговарајуће технологије за искоришћење отпадне топлоте зависи, како од количине расположиве топлоте и њене температуре тако и од природе извора и потреба за топлотом у процесу. Генерално, најекономичније је коришћење топлоте директном поновном употребом и применом размењивача топлоте. Преглед доступних технологија биће приказан у наставку.

3.3.2. Технологије за искоришћење отпадне топлоте

Разноврсност извора отпадне топлоте, доступних количина и температурних нивоа, условило је развој великог броја технологија за њено искоришћење које се могу категоризовати на пасивне и активне технологије [39]. Ако је предвиђено коришћење топлоте директно на истој или нижој температури, технологија је пасивна. Активним технологијама називају се све оне технологије искоришћења отпадне топлоте којима се топлота претвара у други облик енергије или се подиже њен температурни ниво (Слика 3.20). Према *Bruckner S.* [39], најчешће коришћене технологије за искоришћење отпадне топлоте на истом или нижем температурном нивоу (пасивне технологије) су размењивачи топлоте и акумулатори топлоте. Активне технологије се могу поделити у три групе:

- технологије за генерисање топлоте,
- технологије за генерисање хлађења и
- технологије за производњу електричне енергије.

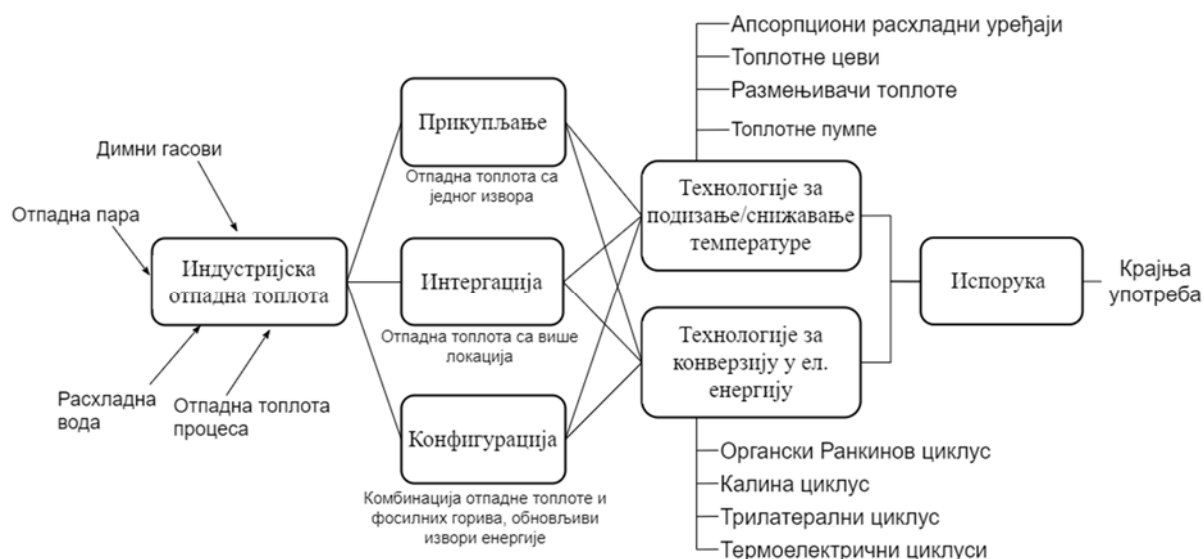
Типични представници активних технологија су механичке и апсорпционе топлотне пумпе, апсорпциони чилери, Ранкинов и Калина циклуси.



Слика 3.20. Категоризација технологија за искоришћење отпадне топлоте

Са друге стране, Feng Huang и остали [110] су категоризовали технологије за искоришћење отпадне топлоте не узимајући у обзир температурни ниво, већ су поделу извршили само према томе да ли се отпадна топлота претвара у други облик енергије или не. Према њиховој категоризацији, топлотна пумпа, размењивачи топлоте, котлови за искоришћење отпадне топлоте и расхладни циклуси представљају типичне директне системе за рекуперацију топлоте, док органски Ранкинов циклус, Калина циклус, трилатерални циклус и други, представљају индиректне технологије за искоришћење отпадне топлоте код којих се топлота користи за генерисање електричне или механичке енергије (Слика 3.21).

У наставку ће бити описане неке од технологија за искоришћење отпадне топлоте које су нашле највећу примену у индустрији.



Слика 3.21. Токови отпадне топлоте од изворишта до крајњих корисника

3.3.2.1. Размењивачи топлоте

Размењивачи топлоте су уређаји који се користе за пренос топлоте између два или више флуида који су доступни на различитим температурама како би се задовољили технички захтеви индустријских процеса и процеса производње. Најчешће су изведени тако да су флуиди који учествују у размени топлоте одвојени чврстим зидом, па нема мешања струја флуида. Ова површина уједно представља и основни елемент сваког размењивача топлоте преко које се топлота кондукцијом и/или конвекцијом преноси са једног на други флуид, а по конструкцији може бити изведена на различите начине. Индустријски размењивачи топлоте најчешће се класификују према [111, 112]:

- процесима преноса топлоте,
- конструкцији,
- степену компактности површина,
- називном протоку,
- начину пролаза флуида кроз размењивач,
- агрегатним стањима флуида између којих се врши размена топлоте,
- механизму преноса топлоте.

Размењивачи топлоте обично немају покретних делова, изузев топлотног диска, код кога елемент за пренос топлоте који је у облику диска, ротира око своје осе пројектованом брзином. Поред основног елемента који служи за пренос топлоте, размењивачи топлоте обично имају и резервоаре, уисне и потисне млазнице, заптивке, разделнике, вентиле и друге елементе неопходне за функционисање самог уређаја у зависности од намене размењивача и од процеса преноса топлоте. Према процесима преноса топлоте, размењивачи топлоте се могу поделити на размењиваче са директним контактом флуида (влажне и суве расхладне куле) и размењиваче са индиректним контактом флуида (рекуператоре, регенераторе и размењиваче са флуидизованим слојем). Поред ове класификације, најчешћа подела размењивача топлоте је према њиховој конструкцији.

Класификација размењивача топлоте према конструкцији

Према конструкцији размењивачи топлоте се најчешће деле на цевне и плочасте, као и размењиваче са оребреном површином и регенеративне размењиваче топлоте (Слика 3.22). Поред ове, основне поделе размењивача, постоје и ојачани површински размењивачи, грејачи резервоара, размењивачи кертриџа хладњака и други, који су по својој конструкцији слични цевним размењивачима, али због јединствене конструкције нису сврстани у ову групу. У наставку ће бити разматране конструкцијске карактеристике најчешће коришћених размењивача топлоте.



Слика 3.22. Класификација размењивача топлоте према конструкцији

Цевни размењивачи топлоте

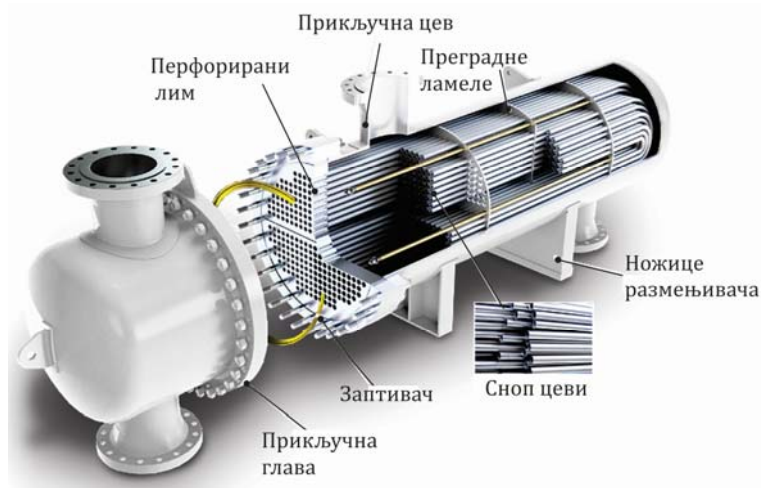
Цевни размењивачи топлоте обично су направљени од кружних цеви, а ређе од елиптичних и правоугаоних цеви. Постоји значајна флексибилност у дизајну ових размењивача јер се геометрија језгра лако може променити променом пречника цеви, дужине и распореда цеви. Цевни размењивачи могу бити дизајнирани за велике притиске и за велику разлику притисака флуида. Обично се користе за размену топлоте између два флуида у течном агрегатном стању или између течности и флуида у фази промене стања (кондензација, испаравање). Користе се и за размену топлоте између гаса и течности, и гаса и гаса, првенствено када су радна температура и/или притисак веома високи или постоји ризик од загађења на једној од страна флуида, а ниједан други тип размењивача не може бити коришћен. Најчешће коришћени типови ових размењивача топлоте су добошасте и размењивачи са дуплим цевима.

Добошасте размењивачи топлоте

Ови размењивачи обично су израђени од снопова округлих цеви постављених унутар цилиндричног кућишта. У зависности од жељеног учинка (пренос топлоте, пад притиска) и начина употребе (како би се смањили термички напони, контрола корозије, спречавање цурења итд.) конструкција ових размењивача топлоте може бити различита. Поред округлих цеви спојених U цевима на својим крајевима које су највише заступљене у размењивачима за примену у процесној индустрији и енергетском сектору, постоје различита конструкциона извођења снопа цеви размењивача попут цеви савијених у облику синусне функције, цеви J облика, L облика и друге, а све са циљем постизања мањег оптерећења при термичкој експанзији цеви.

Цевни размењивачи се поред плочастих размењивача највише примењују у индустрији јер су лако прилагодљиви различитим капацитетима и условима рада. Могу бити пројектовани за рад од високог вакуума до притисака преко 100 МПа, и за широке опсеге температура од -150 °С до 1.100 °С. Поред овога, разлике у температурама и притисцима флуида у размењивачу су ограничене само материјалима који су коришћени. Могу се пројектовати за посебне радне услове попут рада при вибрацијама, са корозивним, абразивним и токсичним материјама,

радиоактивним и мултикомпонентним мешавинама итд. Спадају у напредније размењиваче, при чијој конструкцији се све чешће користе различити метални и неметални материјали попут графита, стакла и тефлона. Израђују се од веома малих, реда $0,1 \text{ m}^2$ па до преко 100 m^2 површине. Нашли су велику примену у процесној индустрији, у преради нафте и у хемијској индустрији, као парни генератори, кондензатори, грејачи доводне воде котла и хладњаци у електранама, као кондензатори и испаривачи у неким уређајима за климатизацију и хлађење, у апликацијама за рекуперацију отпадне топлоте са повратом топлоте од течности и кондензационих течности. На слици 3.23 приказана је конструкција цевног размењивача топлоте са кућиштем (добошаста размењивач), са једним пролазом.



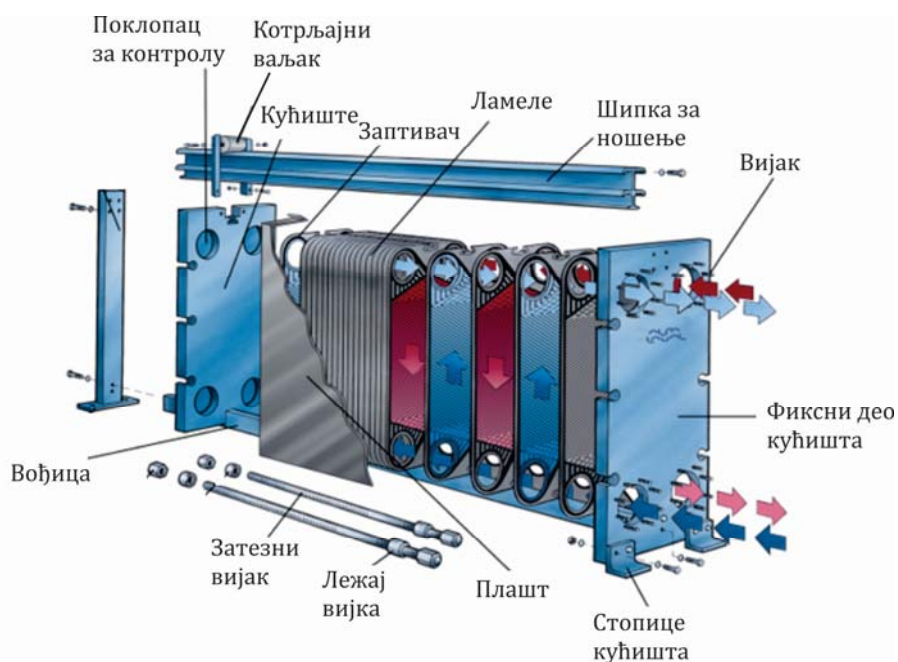
Слика 3.23. Једнопролазни цевни размењивачи топлоте са кућиштем

Цевни размењивач типа-цев у цеви

Овај тип цевних размењивача обично се састоји од две концентричне цеви које се налазе једна унутар друге. Један од флуида који учествују у процесу размене топлоте струји унутар унутрашње цеви, док други флуид струји кроз спољашњу цев у простору који окружује унутрашњу цев, најчешће у супротном смеру од смера тока главног флуида како би учинак размењивача био највећи. Међутим, ако су захтеви у процесу такви да је неопходна готово константна температура зида размењивача, токови флуида су истог смера. Овакви типови размењивача сматрају се најједноставнијим, како у погледу конструкције тако и са становишта одржавања и регулације протока. Оваква конфигурација размењивача је погодна за флуиде под високим притиском због мале површине размењивача а тиме и лакшег одржавања притиска. Због њихове високе цене по јединици површине, користе се за мале потребне капацитете где је неопходна површина за размену топлоте мања од 50 m^2 . По потреби, могу бити пројектовани и размењивачи овог типа са снопом цеви које су на крајевима спојене U- цевима.

Плочасти размењивачи топлоте

Плочасти размењивачи топлоте се израђују од танких, профилисаних, металних плоча (ламела) спојених паралелно у низ од неколико па до више десетина плоча (Слика 3.24). Између две узастопне плоче налази се заптивач, најчешће израђен од полимера, који је постављен по различитом шаблону како би течност усмеравао у сваку другу узастопну међуламеларну шупљину. Поред заптивања и усмеравања течности, заптивач уједно представља и одстојник између две суседне ламеле, а растојање између њих одређено је његовом дебљином. Тако усмерена течност креће се дуж целе површине плоче преко оребрења на плочи при турбулентном режиму струјања чиме се остварује бољи пренос топлоте [113]. Струјање флуида у простору између ламела је у само једном смеру, док кроз суседну ћелију протиче течност у другом смеру. Као што је приказано на слици 3.24, између сваке две узастопне ламеле наизменично се смењују топле и хладне струје дуж целе површине плоче. На овај начин, топли и хладни флуиди пролазе кроз сваки део размењивача топлоте са предње и задње стране, размењујући међусобно топлоту а да се притом не мешају. У оваквој конструкцијској изведби размењивача, радни флуиди пролазе само једном кроз размењивач (размењивачи са једним пролазом). Поред овог типа постоје и решења са два и више пролаза [114].



Слика 3.24. Основна конструкција плочастог размењивача топлоте са заптивкама

Ламеле плочастих размењивача могу међусобно бити спојене растављивом везом (размењивачи са заптивком) или залемљене једна за другу (лемљени плочасти размењивачи). Код растављиве везе, ламеле размењивача између којих се налази заптивач се постављају у рам и причвршћују затезним вијцима. Овакав тип извођења омогућава лако растављање ради чишћења, као и накнадну модификацију капацитета размењивача променом броја ламела. Поред тога ови размењивачи топлоте трпе велика термичка напрезања и брзе промене притиска јер заптивач даје додатну флексибилност склопу ламела, па су као такви нашли примену у апликацијама које су често изложене брзим променама притиска и температуре. Њихова примена је ограничена вредношћу температуре и притиска,

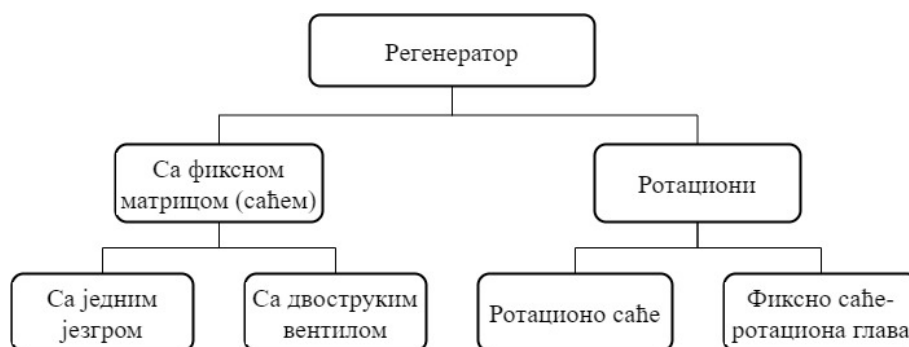
а са аспекта размене количине топлоте и активне површине размене спадају у најефикасније рекуперативне размењиваче, ефикасности и до 90% [115].

Насупрот размењивачима са заптивком, лемљени плочасти размењивачи се пројектују за више номиналне вредности температуре и притиска. Због чврсте конструкције не подносе велике варијације ових величина, па се користе за размену топлоте између флуида са малом термичком експанзијом, као што су термална уља. Код ових размењивача, ламеле су међусобно повезане лемљењем помоћу бакра или никла у вакуум пећима, па је раздвајање ламела због чишћења или промене величине размењивача веома захтевно и најчешће неисплативо [112]. Поред лемљења у вакуум пећима, све чешће се ламеле размењивача заварују помоћу ласера, чиме се постиже већа отпорност на високе радне притиске и температуру [116].

Плочасти размењивачи топлоте су били предмет истраживања у бројним студијама [117, 118, 119], а њихова конструкција и техничке карактеристике условиле су широку примену. Најчешће се примењују за размену топлоте између две течности (вискозности до 10 Pas), ређе између више течности, а највише у прехранбеној индустрији при процесима прераде млека, сокова, алкохолних пића као и у фармацеутској индустрији, индустрији производње папира и каучука и системима грејања и климатизације (кондензатори, испаривачи).

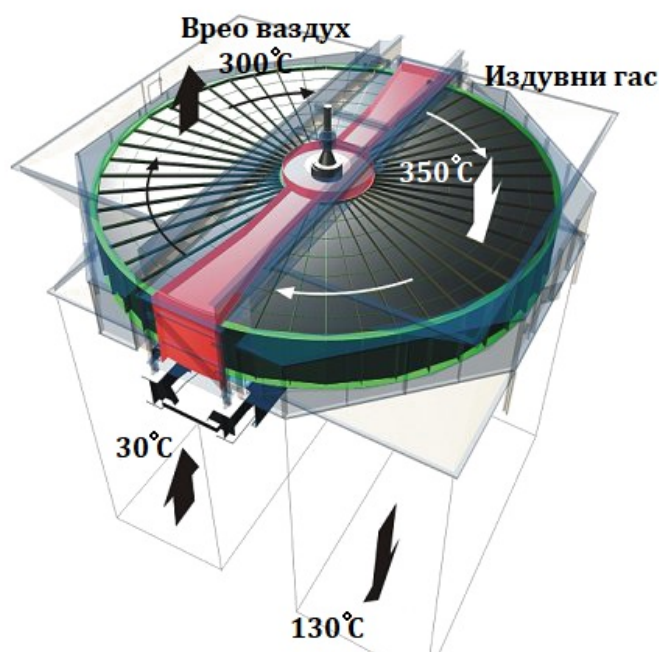
Регенеративни размењивачи топлоте

Регенератор је топлотни размењивач складишног типа. Површина или елементи за пренос топлоте су обично различите врсте испуне које су смештене у регенератор. Процес размене топлоте подразумева загревање испуне струјом флуида одређено време, а затим одавање топлоте са испуне (саћа) другом флуиду који је потребно загрејати. Периодично прихватање топлоте из топле струје флуида, акумулирање и одавање топлоте хладној струји флуида конструкцијски се најчешће изводи померањем површине за размену топлоте у и из сталне струје флуида, што је случај код ротационог регенератора (топлотни диск) [120], или наизменичним пропуштањем топле и хладне струје флуида кроз непомичну површину елемента за размену регенератора (регенератор периодичног тока, мешовити регенератор или мешовити топлотни акумулатор). Поред ових конструкцијских изведби постоје и регенератори са фиксном површином у облику диска и константним струјањем флуида, код којих се наизменично пропуштање топлог и хладног флуида кроз испуну регенератора регулише усмеравањем струјања кроз ротирајућу хаубу („Rothemuhle“ регенератор). Основна подела регенератора топлоте приказана је на слици 3.25.



Слика 3.25. Основна подела регенератора топлоте

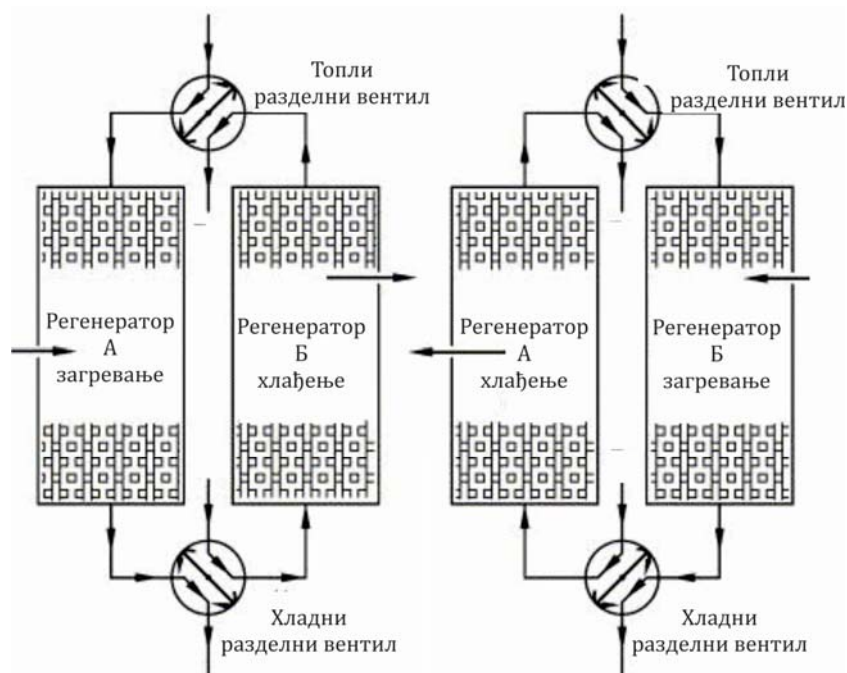
Код ротационог регенератора, елемент за размену топлоте (саће или диск) се обрће константном брзином, при чему је увек исти део диска у топлој струји флуида, док је остали део у хладној струји (Слика 3.26). На тај начин се токови флуида раздвајају и струје кроз диск у супротним смеровима. Смер обртања диска је нормалан на правац градијента температуре и смера протицања флуида, па је сваки део диска приближно константне температуре. Диск је најчешће израђен од сета металних плоча које формирају саће са великим запреминским топлотним капацитетом. Материјали од којих се диск израђује најчешће су различите легуре челика, али се по потреби израђују и од керамике, пластике и других материјала. Код ротационих регенератора највећи проблем представља заптивање, па је мешање флуида који учествују у размени топлоте неизбежно, посебно у случајевима где су велике разлике у притисцима између две струје флуида.



Слика 3.26. Ротациони регенератор топлоте

Код регенератора са фиксним елементом за пренос топлоте (регенератор са вентилима), размена топлоте између две струје флуида различитих температура се одвија наизменичним пропуштањем топлих и хладних струја флуида кроз површину размењивача у одређеном временском интервалу (Слика 3.27) [121]. Преусмеравање токова флуида се врши помоћу вентила. Енергија коју носи грејни

флуид, предаје се испуни, која има улогу да акумулатора топлоту. У циклусу који следи, акумулирана топлота из испуне се предаје грејаном флуиду док се топао флуид преусмерава у другу испуну која је у претходној фази одала топлоту хладној струји. Овај процес се циклично понавља.



Слика 3.27. Регенератор са фиксном матрицом

У поређењу са рекуператорима топлоте, регенеративни размењивачи топлоте имају бројне предности:

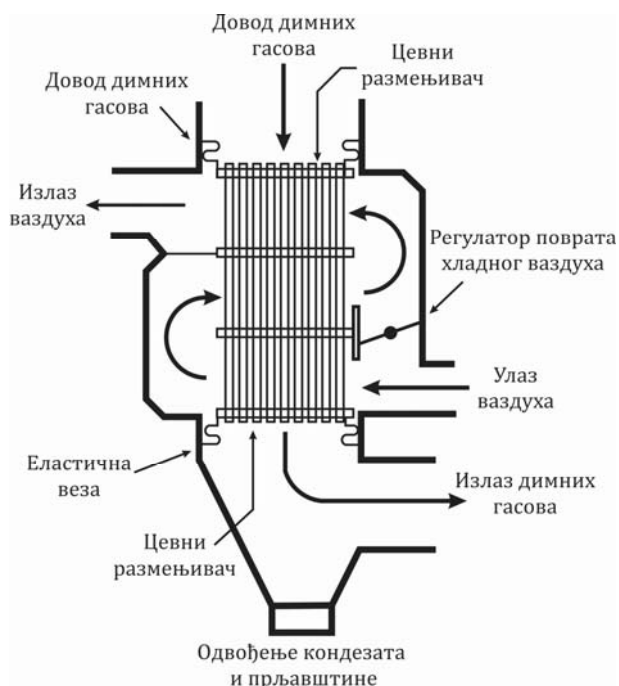
- знатно мању и компактнију површину за размену топлоте и мању специфичну запремину за исту количину размењене топлотне енергије,
- нижу цену производње по јединици површине за размену топлоте,
- ниже трошкове одржавања,
- мање габарите од еквивалентних рекуператора топлоте,
- једноставнији дизајн улазног и излазног прикључка,
- мањи пад притиска,
- јефтиније одржавање (површина „саћа“ има карактеристике самочишћења).

Главни недостатак регенератора топлоте је неизбежно мешање две струје флуида у малим количинама. Код ротационих регенератора, флуид заробљен у проточним пролазима испод радијалног заптивача потискује други флуид непосредно након прекидања периодичног тока, што доводи до мешања. Код регенератора са фиксним елементом за размену топлоте први флуид бива заробљен у проточним пролазима испуне и потиснут у другом циклусу рада, када се и остварује мешање две струје флуида у малим количинама. Када постоји ограничење у погледу контаминације једног флуида другим, регенератори топлоте се не могу примењивати. Компактност површине регенеративних размењивача топлоте и струјање флуида у супротним смеровима чине ове размењиваче идеалним за примену код размене топлоте између два флуида у гасовитом стању. Ефикасност размене топлоте (ефективност) код оваквих размењивача је преко 85%. Обзиром

да је њихова примена ограничена само на гасовите флуиде најчешће се користе у системима грејања и климатизације, првенствено за искоришћење отпадне топлоте.

Економајзери

Економајзери су цевни размењивачи топлоте који се углавном користе за рекулперацију отпадне топлоте из средњих и ниских температурних извора. Најчешће се примењују за рекулперацију топлоте и загревање напојне воде генератора паре или котлова. Израђују се од снопа цеви које су оребрене, како би се повећала контактна површина и тиме остварила боља размена топлоте. Овакав сноп цеви, смешта се у канал у ком струје излазећи врели гасови из неког процеса. У исто време, кроз цеви струји флуид у течном агрегатном стању, на температури нижој од температуре гасова који опструјавају цеви, па се део топлотне енергије коју носе гасови преноси на течност у цевима. На овај начин, део топлотне енергије могуће је поново вратити у процес чиме се постиже повећање ефикасности система. Њиховом применом могуће је остварити уштеду у потрошњи горива за 5-10% уз период повраћаја инвестиције мањи од две године [122]. На слици 3.28 приказана је шема економајзера котла.



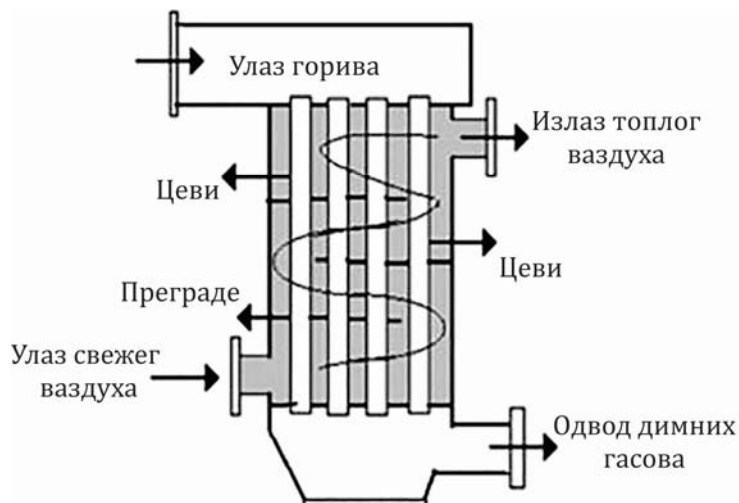
Слика 3.28. Котловски економајзер

Ваздушни предгрејачи

Ваздушни предгрејачи се углавном користе за рекулперацију отпадне топлоте ниских и средњих температура из издувних гасова гасне турбине, парне турбине, котлова и пећи. Ови системи су нарочито корисни када је неопходно спречити унакрсну контаминацију у процесу размене топлоте. Конструкцијски се најчешће

изводе као плочасти и цевни размењивачи. Плочасти ваздушни предгрејачи су израђени од паралелних плоча које су постављене у правцу струјања хладног ваздуха. У супротном смеру, струји топао ваздух који струји кроз канале унутар плоча предајући део топлоте плочи, а тиме и хладном ваздуху који струји са друге стране зида плоче.

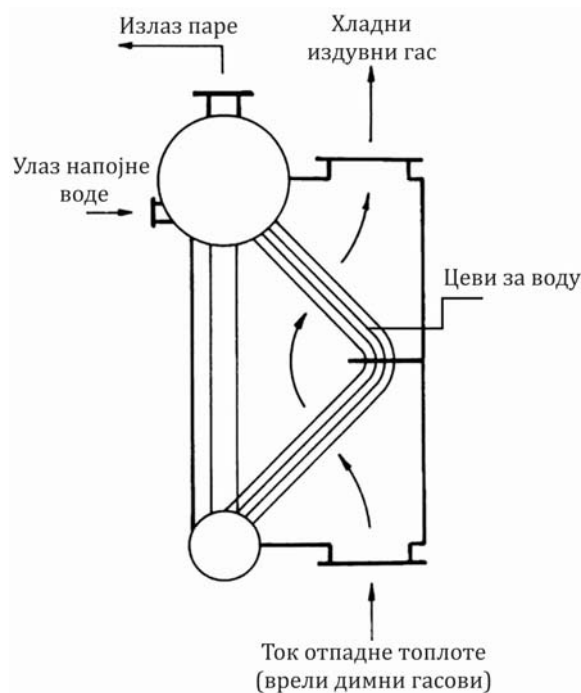
Цевни предгрејачи ваздуха се састоје од снопа цеви заварених на крајевима и постављених у канал надолазеће струје хладног ваздуха. Код ових предгрејача унутар цеви струји топао гас који одаје топлоту надолазећој струји хладног ваздуха [123]. На слици 3.29 приказан је принцип функционисања предгрејача ваздуха са цевима.



Слика 3.29. Предгрејач ваздуха са цевима

Котлови за искоришћење отпадне топлоте (утилизатори)

Котлови за отпадну топлоту се састоје од паралелних цеви постављених на правац надолазеће топлотне струје флуида који напушта систем (Слика 3.30). Ова технологија је погодна за рекулацију отпадне топлоте средњег и високог температурног нивоа и генерисање паре. Добијена пара се најчешће користи за генерисање електричне енергије или се њена топлота поново користи у процесу [124]. Ако је отпадна топлота недовољног температурног нивоа да би систем произвео потребну количину паре за генерисање електричне енергије, применом додатног горионика могуће је надоместити потребну количину топлоте [125]. У оваквим случајевима обично се котлови за отпадну топлоту спрежу са неким од додатних уређаја намењених искоришћењу отпадне топлоте као што су предгрејачи или ребрени испаривачи, додатни горионици, топлотне пумпе и др. [126]. Према [127] интеграцијом котла за отпадну топлоту са апсорпционом топлотном пумпом у систем са гасним котлом инсталисане снаге 31,5 MW могуће је повећати ефикасност гасног котла за 11,8%.



Слика 3.30. Котао за отпадну топлоту са паралелним цевима

Регенеративни и рекуперативни горионици

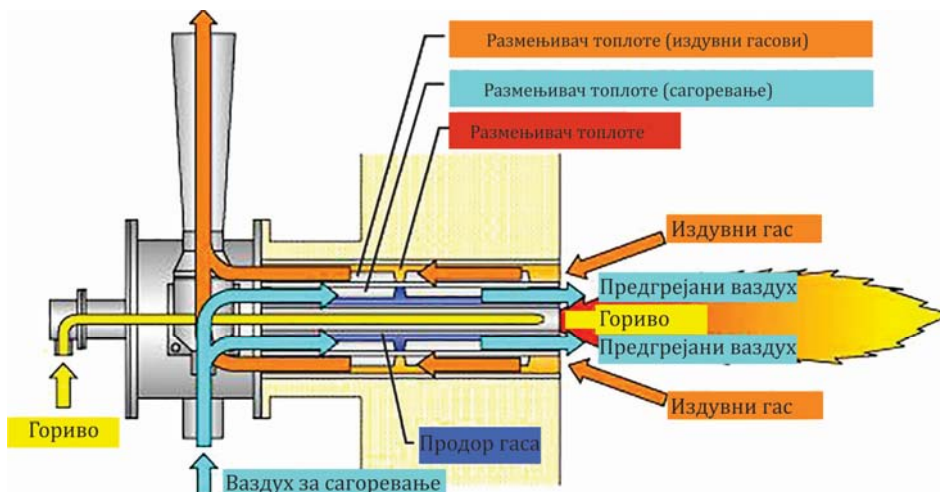
Регенеративни и рекуперативни горионици, смањују потрошњу енергије искоришћењем отпадне топлоте из врелих димних гасова насталих у процесу сагоревања. Регенеративни горионици се обично састоје од два горионика који раде наизменично (Слика 3.31). У првој фази, у току рада једног од горионика, врели димни гасови се усмеравају кроз складиште са ватросталним материјалом (нпр. куглице алуминијум – оксида) како би му предали део топлотне енергије. Када се медијум у складишту загреје до предвиђене температуре, смер процеса се окреће и почиње са радом други горионик. Ваздух који се доводи у горионик, пролази кроз складиште које му предаје топлоту акумулирану у претходној фази, чиме се предгрева до одређене температуре. Димни гасови настали у овом процесу, усмерени су сада ка другом складишту где се акумулира топлота све до наредне промене смера процеса. На овај начин, топлота димних гасова се користи за предгревање ваздуха неопходног за сагоревање чиме се постиже побољшање ефикасности процеса [128, 129]. Комплексна конструкција и висока инвестиција су највећа ограничења примене ове технологије.



Слика 3.31. Принцип рада регенеративног горионика

Горионици са рекуперацијом топлоте се чешће примењују. Конструисани су тако да је површина размењивача топлоте постављена на сам горионик. Размењивачи на горионику могу бити изведени на различите начине (ребра, жљебови, цеви) са основним циљем прикупљања топлоте из димних гасова и коришћењем исте за предгревање ваздуха неопходног за сагоревање. Предгревањем ваздуха постиже се боље сагоревање и виша температура пламена на излазу из млазнице горионика што резултира повећањем укупне ефикасности процеса [130].

На слици 3.32 приказан је принцип функционисања горионика са рекуперацијом топлоте. Кроз канале смештене на „телу“ горионика и распоређене по целом обиму, струје врели димни гасови. Кроз суседне канале, у супротном смеру струји хладнији ваздух који преузима део топлоте димних гасова. Предгревањем ваздуха за сагоревање повећава се ефикасност процеса [131].



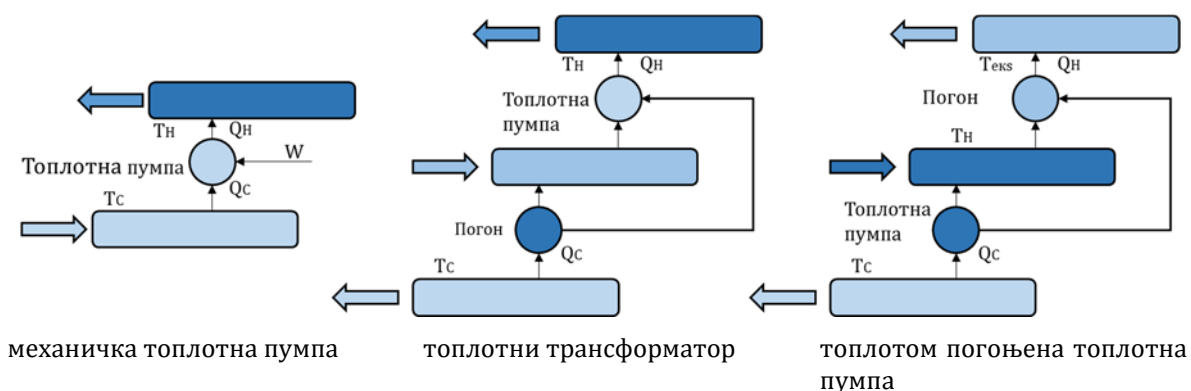
Слика 3.32. Принцип рада рекуперативног горионика

3.3.2.2. ТЕРМОДИНАМИЧКИ ЦИКЛУСИ ЗА ИСКОРИШЋЕЊЕ ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ

Поред претходно описаних технологија које се класификују као пасивне, у тексту који следи биће описане технологије за искоришћење отпадне топлоте које функционишу по принципу термодинамичких циклуса. Овим технологијама могуће је повећати температурни ниво доступне отпадне топлоте, генерисати хлађење или генерисати електричну енергију [132]. У сектору прехранбене индустрије, отпадна топлота је у највећој количини доступна на температури од 100-200 °C коју је најчешће могуће искористити само применом неке од технологија које раде по термодинамичком принципу.

Топлотна пумпа

Топлотна пумпа је уређај који коришћењем неке допунске енергије мења смер природног тока топлоте и преноси енергију са хладнијег топлотног извора на топлији понор. Принцип рада топлотне пумпе заснива се на физичком својству флуида да температура кључања зависи од притиска. На нижем притиску флуид кључа на нижој температури, док на вишем притиску кондензација се одвија на вишој температури. Обзиром на то да раде на истом принципу као и расхладни уређаји чији се учинак мери количином енергије преузете са топлотног извора (расхладним учинком), код топлотних пумпи, учинак се изражава топлотом која се предаје топлотном понору (грејни учинак). На овај начин топлотна пумпа преноси топлоту са топлотног извора на топлотни понор користећи механички рад или ако су у питању апсорпционе топлотне пумпе и топлотни трансформатори користећи топлоту као погонски енергент (Слика 3.33) [133].



Слика 3.33. Принципи функционисања различитих типова топлотних пумпи

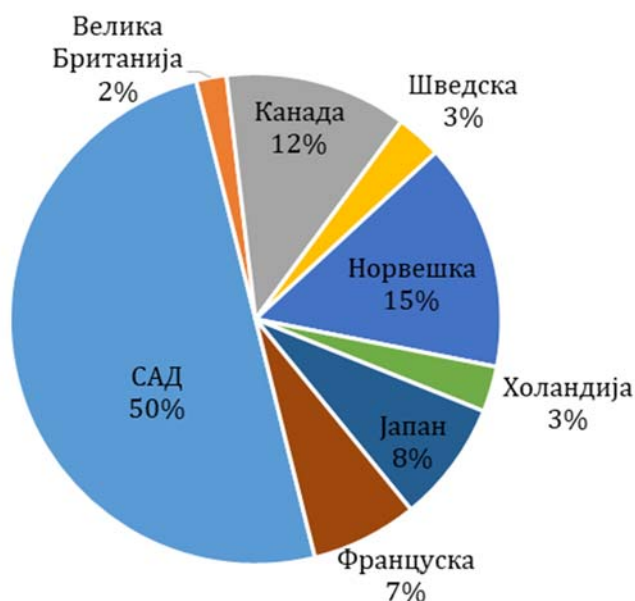
Због разноликости врста погонских енергената, типова топлотних пумпи и њихових основних намена често се за сваку подврсту топлотних пумпи дефинише одговарајући показатељ ефикасности (енергетски количник). Ако топлотна пумпа као погонску енергију користи механичку енергију тј. механички рад, енергетски квалитет њеног рада се дефинише помоћу коефицијента грејања, тј. коефицијента перформанси (COP). Енергетски квалитет топлотних пумпи које су погоњене топлотом (најчешће отпадном топлотом) се дефинише помоћу топлотног количника.

Најчешћа примена топлотних пумпи је у сектору зградарства, за загревање и хлађење објеката и интеграцију са различитим системима вентилације и климатизације. Последњих година у експанзији је употреба топлотних пумпи у индустрији, нарочито када је у питању њихова примена у различитим технолошким процесима попут сушења, дестилације, производње паре, укувавања, испаравања, загревања различитих флуида или истовременог загревања једног и хлађења другог флуида. Највећа примена топлотних пумпи је у дрвној и прехранбеној индустрији (Слика 3.34), за процесе сушења, испаравања и дестилације где се као топлотни извор најчешће користи отпадна топлота истих тих процеса. У случајевима када се примењују за загревање простора, различитих врста технолошког флуида и за производњу паре, индустријске топлотне пумпе користе тзв. отпадну топлотну енергију неких других технолошких процеса (топлотну енергију продуката сагоревања, отпадне воде, воде за хлађење или топлоту преузету из кондензатора расхладних машина). Обзиром на то да се користе за рекулерацију отпадне топлоте из различитих процеса, топлотне пумпе представљају ефикасну и економичну алтернативу за побољшање укупне енергетске ефикасности производног процеса [134]. Ефикасност индустријских топлотних пумпи је обично већа од оних које се користе за загревање објеката. Разлог томе је то што оне углавном раде при релативно устаљеним режимима, а и приликом подизања нивоа топлотне енергије обично треба да савладају мању разлику температура између топлотног извора и топлотног понора.



Слика 3.34. Употреба индустријских топлотних пумпи по гранама индустрије

Према наводима *Baradey* [135], топлотне пумпе су посебно погодне за искоришћење отпадне топлоте ниске температуре јер дају могућност подизања температурног нивоа на жељену температуру. Према студији коју су обавили *D. M. Bor* и остали [45], топлотном пумпом је из извора топлоте температурног нивоа 45-60°C, испоручено од 2,5 па чак до 11 пута више корисне енергије у поређењу са другим (комерцијалним) технологијама за рекулерацију отпадне топлоте. Иако су разлози за примену топлотних пумпи у индустрији очигледни, тренутно је у свету и даље мали број постројења која користе топлотне пумпе. Од свих инсталисаних топлотних пумпи у свету, чак 50% се налази у САД (Слика 3.35).



Слика 3.35. Заступљеност употребе индустријских топлотних пумпи у свету

Поред већ поменутих предности топлотних пумпи, топлотне пумпе такође имају и неке недостатке. Најчешћу препреку имплементацији топлотне пумпе у индустрији представљају висока почетна инвестициона улагања, због којих време повраћаја инвестиције може бити неприхватљиво. Инвестициони трошкови најчешће зависе од врсте и локације примене на које утичу следећи фактори: потребна температура (виша температура захтева скупље компоненте), потребан топлотни капацитет (већи капацитет захтева виша улагања у инсталацију), број инсталација (већи број мањих пумпи или једна топлотна пумпа већег капацитета), расположиви простор за инсталацију топлотне пумпе и друго [133].

Разноликости извора отпадне топлоте и опсега температура условили су развој различитих типова индустријских топлотних пумпи које могу бити класификоване на различите начине. На пример, према врсти погонске енергије на пумпе погоњене механичком погонском енергијом и оне погоњене топлотом, према врсти процеса на компресионе, ејекторске и апсорпционе, према врсти циклуса на оне које раде по отвореном или оне које раде по затвореном циклусу, према врсти флуида, према извору топлоте итд.

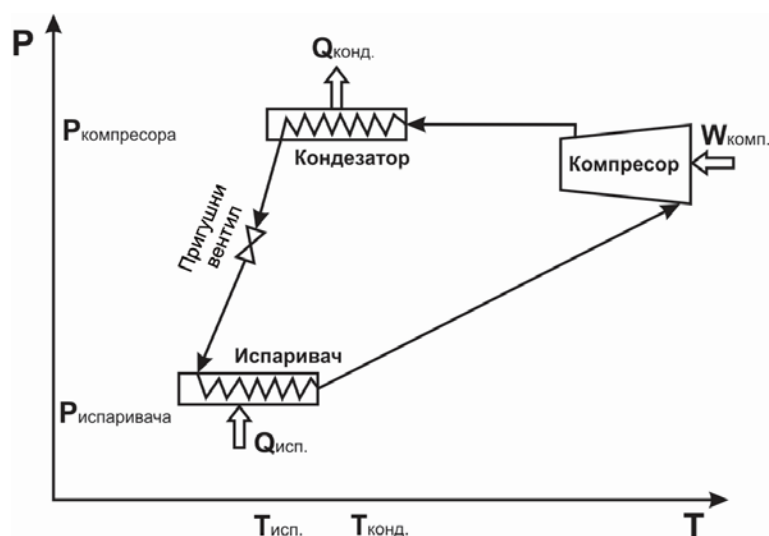
У пракси се индустријске топлотне пумпе најчешће класификују као [136]:

- механички погоњене компресионе парне топлотне пумпе (које раде по отвореном циклусу или које раде по затвореном циклусу),
- апсорпционе топлотне пумпе које раде по затвореном кружном циклусу (обичне апсорпционе топлотне пумпе, трансформатори топлоте),
- хибридне топлотне пумпе,
- транскритичне топлотне пумпе и
- ејекторске топлотне пумпе.

Компресорске парне топлотне пумпе (МНР)

Топлотне пумпе чији се принцип функционисања заснива на компресији паре су већ широко примењиве у индустрији, и то у 95% од укупног броја инсталираних индустријских топлотних пумпи [137, 138]. Принцип рада овог типа топлотних пумпи заснива се на својству неких гасова да при различитим притисцима имају различите температуре кондензације и испаравања (Слика 3.36). Након проласка кроз пригушни вентил, радни флуид може да испаравањем на ниској температури преузме топлоту из топлотног извора релативно ниске температуре. Проласком кроз компресор (клипни, вијачни или турбо), температура и притисак радног флуида расту па у кондензатору радни флуид кондензовањем на високој температури предаје топлоту топлотном понору. Однос добијене топлотне или расхладне енергије и уложене енергије у рад компресора, код овог типа топлотних пумпи се креће у границама од 3 до 8. У циљу повећања ефикасности, а самим тим и повећања економске исплативости постројења са топлотном пумпом, уобичајено је да се изврше техничка побољшања самог постројења. У случају индустријске примене топлотних пумпи, најчешће се то обавља:

- потхлађивањем кондензата,
- двостепеним сабијањем паре радног флуида са спољашњим међухлађењем,
- двостепеним сабијањем паре радног флуида са унутрашњим међухлађењем,
- каскадним спрезањем циклуса две топлотне пумпе.



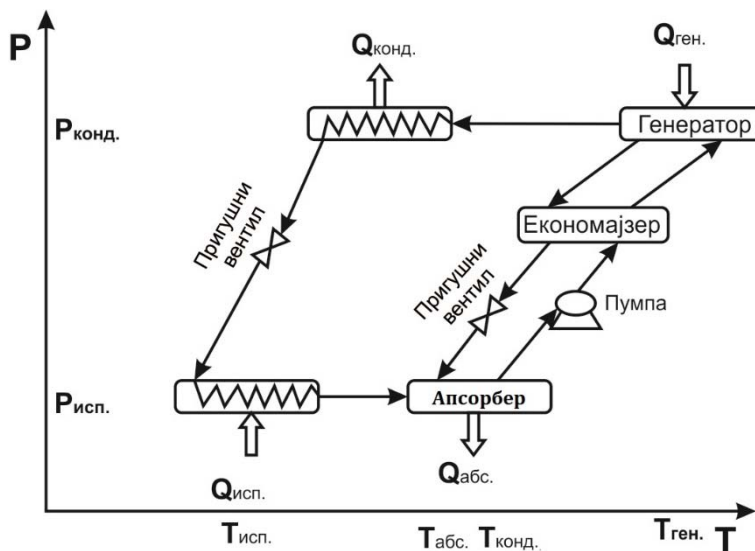
Слика 3.36. Радни дијаграм механичке компресионе топлотне пумпе

Компресионе парне топлотне пумпе најчешће су погоњене електро мотором, а ређе и дизел мотором. Ако је пумпа погоњена дизел мотором и ако је топлотни понор на температурном нивоу до 100°C, као допунски топлотни извор могуће је користити отпадну топлоту из продуката сагоревања мотора топлотне пумпе чиме се ефикасност значајно повећава.

Апсорпционе топлотне пумпе (АНП)

Апсорпционе топлотне пумпе за разлику од компресорских као погонску енергију користе топлоту на вишем температурном нивоу. Радни флуиди апсорпционих топлотних пумпи су најчешће бинарне смеше литијумбромид-вода ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$) и амонијак-вода ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$), које су састављене од лакше испарљиве компоненте и апсорбента (неиспарљиве или теже испарљиве компоненте). Принцип рада ових топлотних пумпи заснива се на особини двокомпонентних смеша да на вишим температурама апсорбент може да апсорбује мање испарљиве компоненте, а на нижим температурама, више. Најчешћи извори топлоте за апсорпционе топлотне пумпе су гасни горионици, соларна енергија, геотермална енергија или отпадна топлота из неког од процеса. Код ових пумпи, разлика између температуре топлотног извора и понора може се кретати од $100\text{ }^\circ\text{C}$, па чак до $170\text{ }^\circ\text{C}$.

Принцип рада као и основни елементи апсорпционих топлотних пумпи приказани су на слици 3.37



Слика 3.37. Принцип рада апсорпционих топлотних пумпи

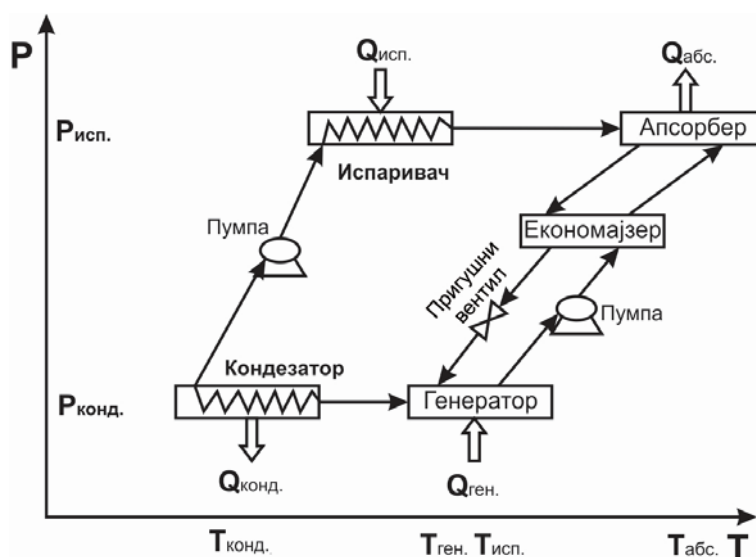
Са слике се може видети да су основни елементи ових пумпи, генератор (упаривач), испаривач, кондензатор, пригушни вентили и циркулациона пумпа. У генератору, при повишеном притиску и температури, двокомпонентној смеси се предаје погонска топлотна енергија, због чега, из смеси испарава лакше испарљива компонента, која се затим у кондензатору кондензује и предаје топлотну енергију топлотном понору. Тако настали кондензат се пригушује вентилом на притисак испаравања и при знатно нижој температури, у стању влажне паре одводи у испаривач. У испаривачу, због преузете топлотне енергије од нискотемпературног топлотног извора (отпадне топлоте) влажна пара испарава и одлази у апсорбер. У апсорберу се пара уз предају топлоте топлотном понору апсорбује од стране теже испарљиве компоненте. Помоћу циркулационе пумпе, смеша се затим враћа у упаривач паре, чиме се затвара радни циклус. У току једног радног циклуса топлотна енергија се преко размењивача топлоте предаје на четири места, два пута радном флуиду, а два пута са радног флуида на топлотни понор. У индустријској примени обично се користе два типа апсорпционих топлотних пумпи:

- обичне апсорпционе топлотне пумпе (код којих се отпадна топлотна енергија при ниској температури предаје испаривачу, а погонска топлотна енергија при високој температури упаривачу) и
- трансформатори топлоте (НТ) (код којих се отпадна топлота на некој међутемператури дели на део високотемпературне топлотне енергије, која се користи за грејање, и део нискотемпературне отпадне топлотне енергије, температуре блиске температури околине)(Слика 3.38).

Највећи потенцијал примене апсорпционих топлотних пумпи је за индустријско хлађење, где се оне сматрају главним конкурентима компресорским системима хлађења.

Апсорпционим расхладним уређајем може се искористити отпадна топлота настала у производним процесима за генерисање хлађења неопходног негде у производном процесу. Поред могућности искоришћења отпадне топлоте, предности апсорпционих расхладних система у односу на компресорске су и потпуно одсуство покретних делова (сем циркулационе пумпе), а тиме и веома дуг животни век и мањи трошкови одржавања, као и могућност непрекидне варијације снаге и коришћење „еколошки чистијег радног флуида“. Према [26] за изворе отпадне топлоте температура од 100 °C до 170 °C, оптимално је коришћење апсорпционих циклуса једноструког дејства са просечном вредношћу коефицијента перформанси (COP) 0,7. У опсегу од 170-300 °C, користи се расхладни циклус двоструког дејства, са просечном вредношћу (COP-а) 1.

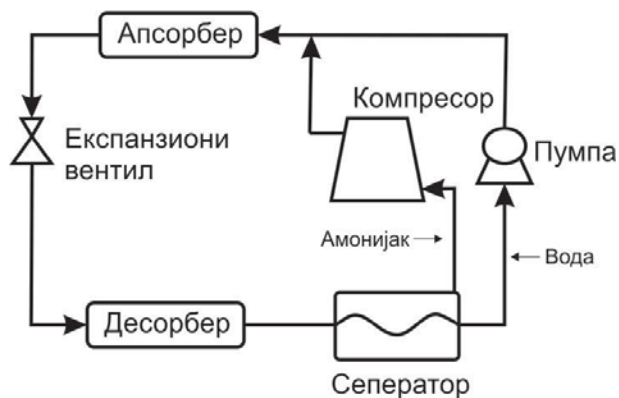
Основни недостатак апсорпционих топлотних пумпи је поред ниске енергетске ефикасности (топлотни количник 0,7-1,8 за обичне и 0,45-0,48 за трансформаторе топлоте), висока цена инвестиције (250-300 €/kW за капацитете хлађења до 5.000 kW). Од укупног броја инсталираних индустријских топлотних пумпи у свету, свега 3% су апсорпционе топлотне пумпе.



Слика 3.38. Принцип рада трансформатора топлоте

Хибридне топлотне пумпе

Компресионо-сорпционе топлотне пумпе (хибридне), раде по истом принципу као и класичне компресорске топлотне пумпе с тим да је радни флуид код ових пумпи апсорпциона пара (бинарна смеша, најчешће $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) [139, 140]. Главни елементи ових топлотних пумпи су: десорбер, сепаратор, циркулациона пумпа, компресор, апсорбер и експанзиони вентили (Слика 3.39).



Слика 3.39. Принцип рада хибридних топлотних пумпи

Због промена у саставу смеше услед апсорпције и десорпције, топлота се издваја и емитује на променљивој температури. Ово температурно клизање утиче позитивно на повећање ефикасности. Велики пад температуре за апсорпцију и десорпцију погодан је за смањење односа компресије унутар топлотне пумпе. Употреба еколошки прихватљивих радних флуида који могу допринети побољшању перформанси топлотне пумпе представља главну предност хибридних у односу на класичне компресионе топлотне пумпе. Употреба бинарних смеша омогућава рад при нижим притисцима, као и кондензацију и испаравање при температурама клизања, чиме се постиже већа ефикасност процеса. Поред тога, предности употребе бинарних смеша као радних флуида у хибридним топлотним пумпама су:

- већи COP због неизотермног фазног прелаза смеше у размењивачима топлоте при константном притиску,
- постизање високе температуре при релативно ниским радним притисцима,
- циклус може бити дизајниран тако да покаже температурно клизање у десорберу које одговара температурном клизању индустријског тока који је потребно загрејати.

У индустрији на пример, применом хибридних топлотних пумпи за потребе грејања могуће је остварити 20% боље перформансе у поређењу са класичним компресорским топлотним пумпама [45, 141].

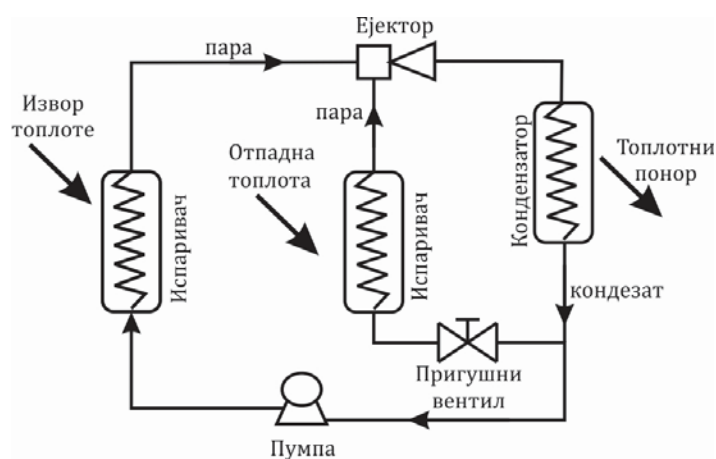
Транскритичне топлотне пумпе

Транскритичне топлотне пумпе раде по истоименом термодинамичком циклусу при којем радни флуид, који је најчешће угљен-диоксид, пролази кроз подкритично и суперкритично стање. Главна предност ових пумпи у односу на конвенционалне топлотне пумпе је већа ефикасност за подизање температуре на страни гасног

испаривача. Међутим, температура воде која се загрева процесом, мора бити ниска како би топлотна пумпа радила ефикасно. У супротном уместо угљен-диоксида неопходно је користити амонијак као радни флуид [45].

Ејекторске топлотне пумпе

На слици 3.40 приказан је принцип рада ејекторских топлотних пумпи које раде са водом [142]. Радна пара, вишег притиска, релативно великом брзином протиче кроз цев или млазницу изнад испаривача. Због ејекторског ефекта радна пара ствара зону ниског притиска у испаривачу, што доводи до испаравања воде у њему. Повучена струјом радне паре, пара која је претходно испарила, са собом повлачи и топлотну енергију преузету из топлотног извора. И радна и пара која је претходно испарила улазе затим у кондензатор, где преузету топлоту и кинетичку енергију које носе предају топлотном понору више температуре. Након тога, део кондензоване паре, пумпом се враћа у котлао, а део се пригушује на нижи притисак и враћа у испаривач. Управо због те чињенице ејекторска топлотна пумпа, за разлику од механички погоњене топлотне пумпе, као допунску погонску енергију не користи механичку већ топлотну енергију.



Слика 3.40. Принцип рада ејекторских топлотних пумпи

Примена ејекторских топлотних пумпи је посебно исплатива у ситуацијама где постоји велика разлика између цене електричне енергије и цене горива. Због једноставне конструкције, ејекторске топлотне пумпе се производе у свим величинама и широком опсегу радних снага. Често се користе за процесе испаравања. Ефикасност ових пумпи дефинише се односом количине топлоте предате кондензатору (грејне снаге) и количине топлоте потребне за погон ове пумпе. Према истраживањима, ефикасност ових топлотних пумпи креће се у опсегу од 0,6-0,8. Код ејекторских топлотних пумпи које раде у спреси са компресором могуће је остварити ефикасност од 1,2-1,7 [143, 144].

Ранкинов циклус

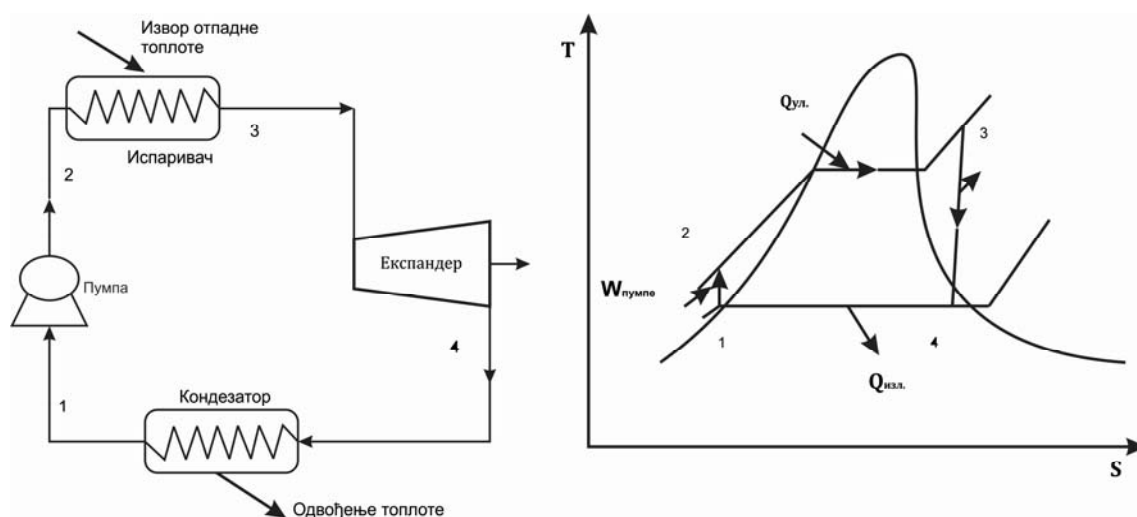
Ранкинов циклус је термодинамички кружни процес којим се претвара топлота у механички рад. На слици 3.41 приказан је типичан дијаграм тока процеса конвенционалног Ранкиновог циклуса. Процес испаравања и кондензовања воде као радног флуида се одиграва у 4 фазе:

1-2: изентропна компресија на радни притисак који влада у генератору паре,

2-3: изобарно испаравање (у генератору паре се при константном притиску вода загрева од стања потхлађеног кондензата до стања сувозасићене паре),

3-4: изентропна експанзија радног флуида (сувозасићена пара излази из генератора паре, пароводом се уводи у турбину где експандира, при чему се у турбини производи механички рад,

4-1: изобарна кондензација (након изласка из турбине, сувозасићена пара улази у кондензатор где се при константном притиску хлади и кондензује до стања врелог кондензата, након чега је спремна за улаз у пумпу и поновни циклус.



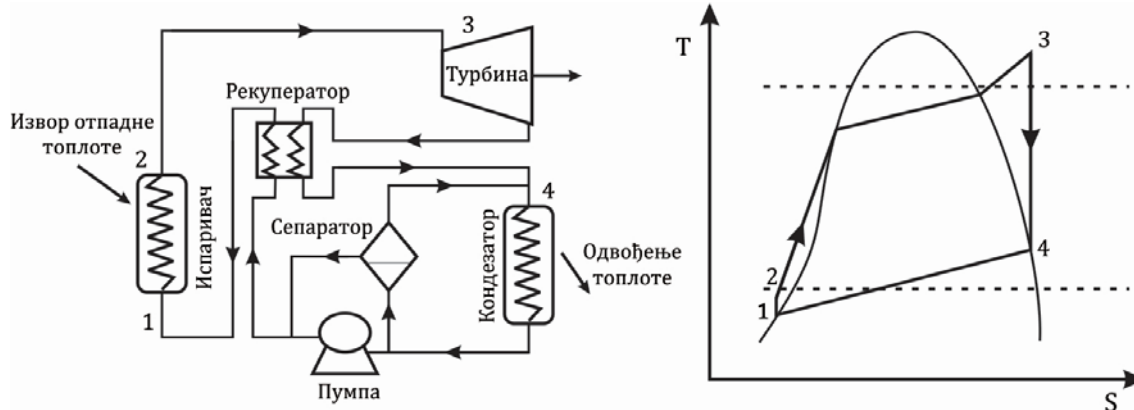
Слика 3.41. Принцип рада Ранкиновог циклуса

За овај кружни циклус може се рећи да је то Карноов циклус у пракси, јер су принципи рада исти. Основна разлика је то што се довођење и одвођење топлоте у Ранкиновом циклусу одвијају изобарно, а у Карноовом изотермно. Најчешћа примена Ранкиновог циклуса је у електранама где се као извор топлоте за испаравање воде користе угаљ, нафта или природни гас. Поред овога, Ранкинов циклус се често користи као ефикасан начин за искоришћење отпадне топлоте ниског температурног нивоа [145]. У ове сврхе, користи се Ранкинов циклус са органским флуидом (ORC) или угљоводоником као радном материјом, којим се због релативно ниске температуре испаравања може искористити отпадна топлота нискоенталпијских извора топлоте (биомаса [146], отпадна топлота, соларна енергија [147], геотермална енергија [148]). Органским Ранкиновим циклусом може се искористити отпадна топлота у распону од 80 °C до 350 °C за генерисање електричне енергије. Они се могу ефикасно користити за искоришћење отпадне топлоте из мотора са унутрашњим сагоревањем [149, 150] или индустријских процеса [151, 152]. *Aneke* и остали, истраживали су изводљивост примене ORC-а за

искоришћење отпадне топлоте ниске температуре у прехранбеној индустрији са оствареном ефикасношћу од 16% [153]. Иако је *ORC* због својих бројних предности као што су флексибилност, ниски захтеви за одржавањем, добре топлотне перформансе и висока безбедност, обећавајуће решење за искоришћење отпадне топлоте ниске температуре, и даље је коришћење циклуса снаге за искоришћење отпадне топлоте, уопштено, недовољно ефикасно, а узгред веома капитално захтевно решење у већини случајева. На пример, када је температура доступног извора отпадне топлоте између 85 °C и 116 °C, нето фактор конверзије варира у границама од 6,62% до 7,57%, док са отпадном топлотом температуре веће од 116 °C, нето фактор конверзије може достићи 10%, али у теорији мање од 20% [154]. У зависности од термодинамичких својстава радног флуида и радних услова извора топлоте и топлотног понора просечне вредности ефикасности су од 2-19% [155, 156]. *Feng Huang* и остали [110], у свом раду, закључили су да коришћење циклуса снаге за искоришћење отпадне топлоте ниске температуре треба усвојити само када не постоји могућност за примену неких других ефикаснијих технологија. Насупрот, на основу студија обављених у Великој Британији може се закључити да се *ORC* може сматрати погодном технологијом за рекулперацију отпадне топлоте, јер је период повраћаја инвестиције у студијама случаја које су они анализирали 3-5 година [34].

Калина циклус

Калина циклус је термодинамички циклус за претварање топлотне енергије у механичку снагу сличан Ранкиновом циклусу, с тим да је радни флуид бинарна смеша (најчешће $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) [157]. Поред стандардних компоненти Ранкиновог циклуса, Калина циклус обично садржи и рекулператор и сепаратор (Слика 3.42) [122]. Разлика између Калина циклуса и Ранкиновог циклуса је та да температура не остаје константна током промене агрегатног стања у испаривачу што омогућава већи степен рекулперације топлоте. У циклусу са једним флуидом, радни флуид се равномерно загрева до температуре испаравања на којој се ствара стална суперкритична или прегрејана пара. Међутим, код бинарне смеше као радног флуида, температуре испаравања су различите што резултира бољим термичким „подударанјем“ са испаривачем и кондензатором, јер извор топлоте не мора да задовољи одређени радни флуид у процесу [45]. Из свега наведеног произилазе тврдње да је применом Калина циклуса могуће остварити 20% већу излазну снагу у односу на *ORC*. Насупрот томе, бројни аутори наводе да је само у специфичним случајевима могуће остварити знатно већу ефикасност Калина циклуса у односу на *ORC*, и да је повећање ефикасности обично мање од 3% [158, 159, 160]. Повећана комплексност циклуса изискује веће трошкове инсталације и одржавања који нису оправдани оствареним повећањем ефикасности, па се самим тим *ORC* у већини случајева показао као економски исплативије решење за искоришћење отпадне топлоте.

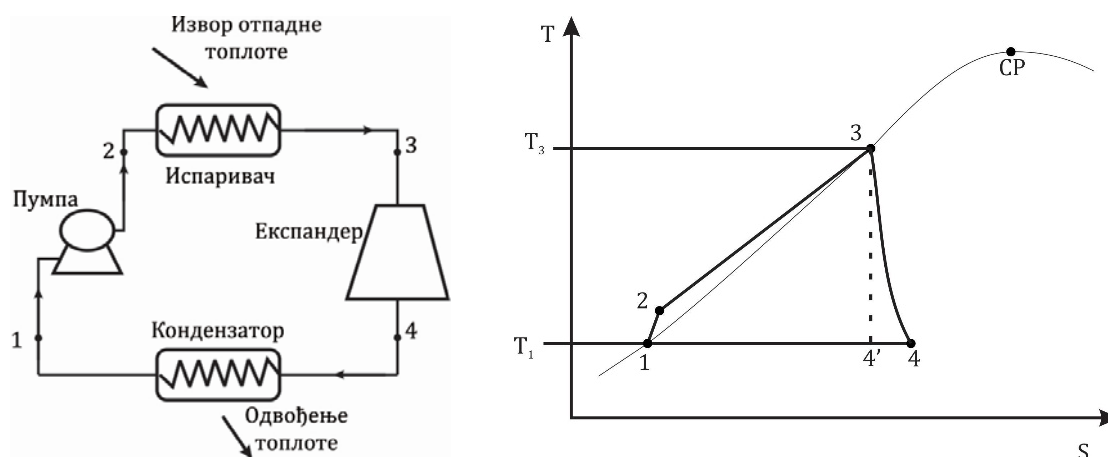


Слика 3.42. Принципа рада Калина циклуса и приказ у Т-S дијаграму

Трилатерални циклус

Трилатерални циклус (TLC) је још увек у фази техничког развоја и недовољно позната технологија за искоришћење отпадне топлоте, за разлику од Калина циклуса и *ORC*-а. Компоненте трилатералног циклуса су исте као у *ORC* систему (Слика 3.43), осим што је радна течност на улазу у експандер у фази засићене течности, а не незасићене, прегрејане или суперкритичне паре као код *ORC*-а. Сходно томе, стање радног флуида на излазу из експандера је двофазна смеша. Како је термодинамичка средња температура при којој је примљена топлота релативно нижа код трилатералног циклуса, топлотна ефикасност код овог циклуса је нижа од ефикасности *ORC*-а, за исте температурне границе. Насупрот томе, у поређењу са *ORC* циклусом, код трилатералних циклуса се уочава висок степен „подударња“ температура у кондензатору и испаривачу, а тиме и ефикаснији пренос топлоте са извора топлоте на радни флуид. Стога, како би се утврдила ефикаснија технологија за дати случај неопходно је извршити детаљну анализу.

Fisher [42] је у свом истраживању поредио трилатералне циклусе са Ранкиновим циклусима и закључио да трилатерални циклуси генерално нуде боље перформансе. До истог закључка дошао је и *Loffer* [43] који у свом истраживању навео да су *TLC* системи у просеку ефикаснији од *ORC*-а за 50%. Према [44] на температури отпадне топлоте од 90°C, ефикасност *TLC*-а је већа за 14%. Са друге стране, *Van de Bor* и остали [45], наводе да се излазна снага *ORC* система може значајно повећати употребом виших притисака који су блиски критичним вредностима, што у поменутих студијама није узето у обзир. Обзиром на то да се топлотне пумпе сматрају најбољим решењем за рекулерацију отпадне топлоте ниских температура [26], они су у свом раду поредили топлотне пумпе са циклусима снаге и закључили да су трилатерални циклуси конкуренти топлотним пумпама на температури топлотног извора од 100 °C, док су Калина циклуси и *ORC* конкурентни на температури од 130 °C и вишим.



Слика 3.43. Основна конфигурација трилатералног циклуса

Имплементација претходно поменутих технологија представља један од начина за повећање ефикасности искоришћења отпадне топлоте, који се обично, због релативно високих почетних инвестиционих улагања предлажу тек након обављене енергетске (топлотне) интеграције процеса унутар постројења. Интеграција захтева формирање међусобних веза које би омогућиле размену енергије. Успостављање овакве врсте веза захтева методолошки приступ, обзиром на велики број физичких и економских ограничења која се намећу у оваквим сложеним системима. У тексту који следи детаљно ће бити објашњен поступак спровођења енергетске интеграције процеса и формирање интегралних кривих које представљају први корак у процесу оптимизације мреже размењивача топлоте применом термодинамичке методе интеграције („Пинч методе“).

3.3.3. ПИНЧ МЕТОДА И КОНСТРУКЦИЈА ИНТЕГРАЛНИХ КРИВИХ

Топлотна интеграција појединачних процеса се већ неколико деценија успешно примењује за повећање енергетске ефикасности, а у данашње време се сматра стандардном техником при пројектовању нових и преуређивању постојећих мрежа размењивача топлоте. Енергетска интеграција процеса представља комбиновање енергетских потрошача и произвођача енергије у процесу. Циљ овог поступка је да се одговарајућом мрежом размењивача топлоте омогући размена топлоте између топлих и хладних процесних струја (флуида) која би резултирала минималном потрошњом енергије у процесу. Топле процесне струје су оне које треба од неке почетне температуре охладити на неку, процесом задату температуру, а хладне, оне које треба од неке почетне температуре загрејати на задату температуру. Размена топлоте између топлих и хладних струја се може извести на велики број начина, па пројектовање оптималне мреже размењивача топлоте неопходне за реализацију овог циља, представља комплексан комбинаторички, термодинамички и економски проблем. Добро извршена синтеза мреже размењивача топлоте представља кључни фактор за побољшање енергетске ефикасности процеса.

Пинч метода је развијена почетком седамдесетих година двадесетог века. Она спада у групу секвенционалних метода, јер се састоји из низа узаступних корака

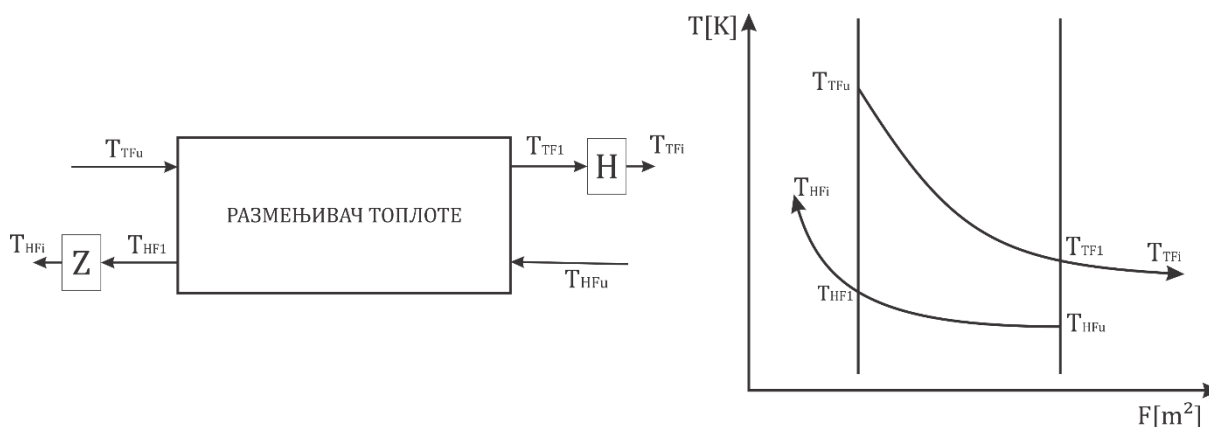
који доводе до пројектовања оптималне мреже размењивача. Кораци Пинч методе су:

- одређивање минималних потреба за грејањем и хлађењем,
- одређивање оперативних трошкова, односно оптималног квалитета помоћних струја,
- одређивање капиталних трошкова,
- одређивање оптималне вредности минималне разлике температуре („*Pinch point*”),
- пројектовање мреже размењивача топлоте.

У дисертацији ће бити приказан поступак одређивања минималних потреба за грејањем и хлађењем, а остали кораци ове методе доступни су у радовима [161, 162, 163].

Максимална могућа размена топлоте између топлих и хладних струја

Начин одређивања максималне количине размењене топлоте у процесу биће приказан најпре на примеру издвојеног супротосмерног размењивача топлоте (3.44).



Слика 3.44. Супротносмерни размењивач топлоте са приказом Т-Ф дијаграма

За анализу размене топлоте користи се Т-Ф дијаграм код кога се на апсциси наноси површина размењивача топлоте (F) у функцији од улазних и излазних температура флуида који пролазе кроз размењивач (T_{TFu} , T_{HFu} , T_{TFi} , T_{HF1}).

где су:

T_{TFu} [K] – температура топлог флуида на улазу,

T_{HFu} [K] – температура хладнијег флуида на улазу,

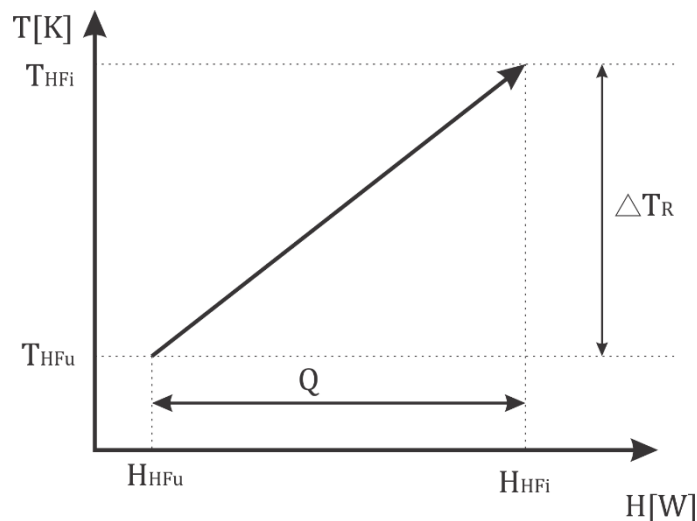
T_{TFi} [K] – температура топлог флуида на излазу,

T_{HF1} [K] – температура хладнијег флуида на излазу,

Н – размењивач (хладњак) у коме се додатно хлади топлији флуид на температуру задату процесом,

Z – грејач којим се додатно загрева хладнији флуид на температуру задату процесом.

За представљање међусобног односа топлих и хладних струја користиће се *Whistlerov* дијаграм температура-енталпија (Т-Н) (при константном притиску). Т-Н дијаграм хладне струје приказан је на слици 3.45. Енталпија хладне струје при таквим условима дефинисана је једначинама 3.1 и 3.2.



Слика 3.45. Приказ једне хладне струје у Т-Н дијаграму

$$H_{HFu} = \dot{m}_{HF} c_p T_{HFu} \quad (3.1)$$

$$H_{HF i} = \dot{m}_{HF} c_p T_{HF i} \quad (3.2)$$

где су:

H_{HFu} [W] – енталпија за хладне струје на почетној температури,

$H_{HF i}$ [W] – енталпија за хладне струје на крајњој температури,

$\dot{m}_{HF} [\frac{kg}{s}]$ – масени проток хладне струје,

$c_p [\frac{J}{kgK}]$ – специфична топлота хладног тока.

Анализом процеса путем једначине првог принципа термодинамике добија се да је количина топлоте струје флуида једнак промени енталпије (Једначина 3.3). Крива струје у дијаграму поприма облик једначине 3.4.

$$\Delta Q = \Delta H = \dot{m}_{HF} c_p (T_{HF i} - T_{HFu}) \quad (3.3)$$

$$T - T_{HFu} = k(H - H_{HFu}) \quad (3.4)$$

где су:

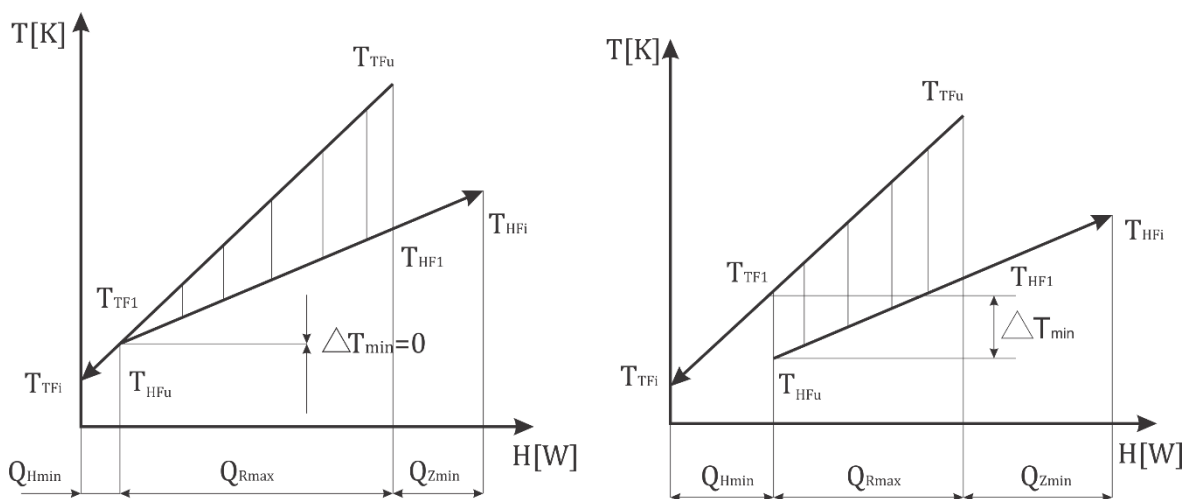
ΔQ [W] – количина топлоте,

ΔH [W] – промена енталпије,

$T[K]$ – температура,

$k[K/W]$ – коефицијент правца криве $T = f(H)$.

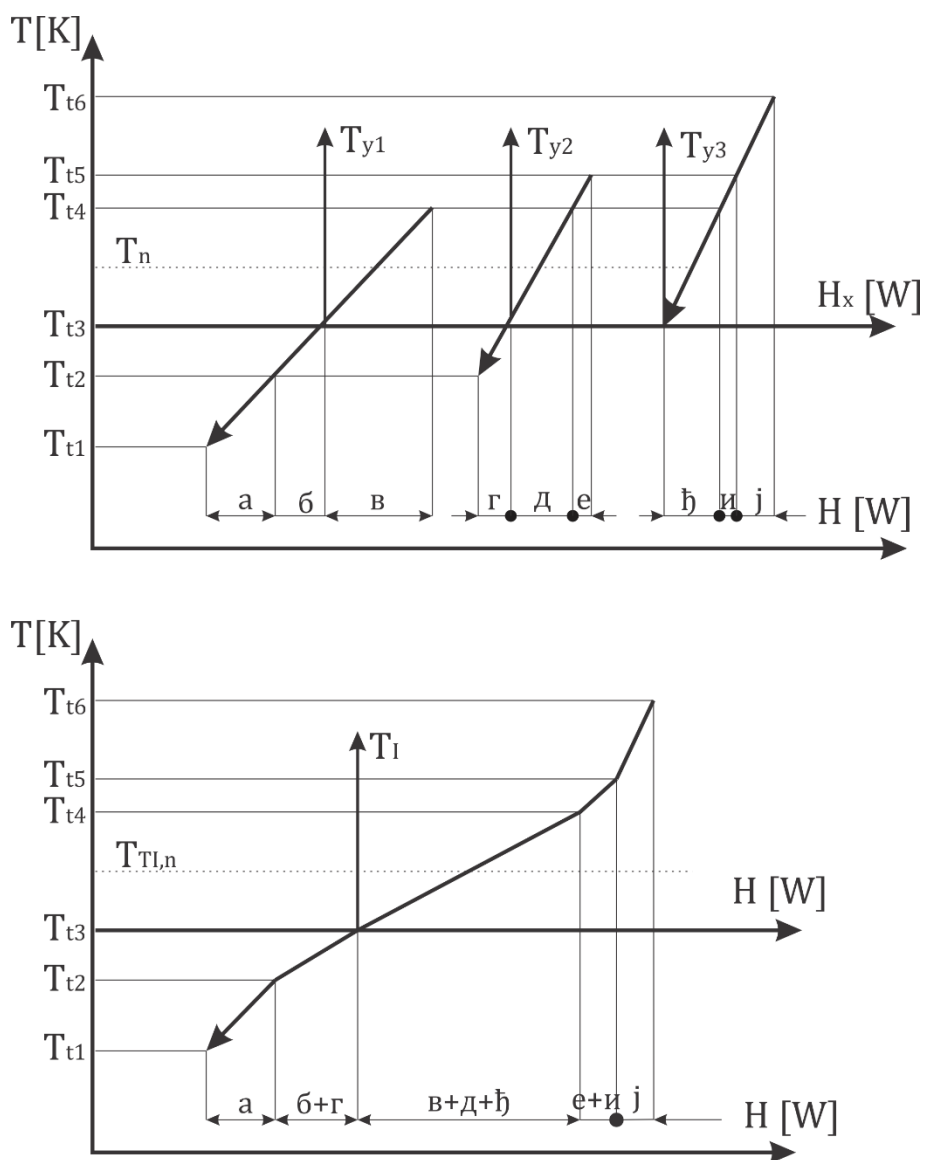
Конструкцијом једне топле и једне хладне струје у Т-Н дијаграму, као на слици 3.46, могуће је графичким путем одредити количину топлоте коју те две струје могу међусобно да размене. Наиме, количина топлоте коју топла струја треба да преда или хладна да прими, хладећи се или загревајући се у траженим температурним границама, остаје иста независно од положаја криве у правцу координате енталпије. То значи да се криве токова могу померати дуж апсцисе. Размена топлоте између струја се у овом дијаграму приказује тако што се крива хладне струје постави директно испод криве топле струје. Тиме се обезбеђује минимална температурска разлика између струја, потребна за реализацију размене топлоте. У том подручју могућа је размена топлоте јер је топла струја у свим тачкама топлија од хладне. Вертикално растојање између правих представља температурску разлику дуж размењивача. Највећа размена између струја би се остварила када би се криве додиривале, и у том случају би се топла струја охладила на T_{HFu} , док би на хладном крају размењивача температурска разлика износила $\Delta T_{min} = 0$. Дужина осенчене области у правцу апсцисе представља количину максимално могуће размењене количине топлоте (Q_{Rmax}). Делови правих ван осенчених подручја дефинишу потребну количину топлоте коју треба путем спољних извора обезбедити да би флуиди достигли задате температуре. При томе треба нагласити да се хладна струја додатно загрева путем „спољнег“ грејног флуида количином топлоте Q_{Zmin} , док се од топле струје одводи топлотна енергија Q_{Hmin} путем „спољног“ расхладног флуида. Појам „спољни“ односи се на флуид који се не разматра при синтези размењивача топлоте, већ је његова улога да надокнади потребну топлотну или „расхладну“ енергију по завршеној конфигурацији мреже размењивача.



Слика 3.46. Т-Н дијаграм размењивача топлоте са $\Delta T_{min}=0$ (лево) и утицајем ΔT_{min} на спољна топлотна оптерећења (десно)

Када је у питању већи број струја у мрежи размењивача, одређивање минималне потрошње енергије система постаје знатно сложенији проблем. У том случају предлаже се конструкција заједничког Т-Н дијаграма за све струје. Ово се постиже

образовањем двеју такозваних збирних (композитних, интегралних) кривих и то једна за све топле струје а једна за све хладне струје које учествују у процесу. На слици 3.47 приказан је поступак конструисања топле интегралне криве, док је поступак конструисања хладне криве идентичан. Циљ конструисања интегралне криве је обједињавање енергетских карактеристика свих топлих и хладних струја у одређеном температурном интервалу. Другим речима сабирају се промене енталпија свих кривих које једним својим делом пролазе кроз тај температурни интервал. Топла интеграциона крива представља карактеристике топлих струја тиме што показује колико топле струје могу предати топлоте у том интервалу и обратно када су у питању хладне струје.



Слика 3.47. Конструкција интегралне криве

3.4. ОПТИМИЗАЦИЈА ИЗБОРА ТЕХНОЛОГИЈЕ ЗА ИСКОРИШЋЕЊЕ ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ

Значај савремених метода оптимизације у научно-техничким и економским дисциплинама огледа се у налажењу и примени најцелисходнијих решења постављених проблема. У индустријским условима, ове методе заузимају важно место, пошто омогућавају један виши ниво поступања са факторима који карактеришу испитивани процес. Задатак и циљ је наиме, производњу учинити оптималном, тј. пронаћи најбоље алтернативе утрошка сировина, материјала, енергије, најбоље искоришћење средстава за рад и радне снаге, са становишта траженог квалитета производа и економских ефеката. Ово се може постићи само уз добро сагледавање свих фактора којим је одређен дати производни поступак, као и уз познавање одговарајућих метода оптимизације.

Фазе решавања оптимизационих проблема су:

- формулисање проблема,
- формирање математичког модела са критеријумом оптималности,
- избор методе оптимизације у складу са потребама за решавањем проблема,
- добијање оптималног решења,
- провера и контрола добијеног модела и решења,
- рад на имплементацији добијеног решења у пракси.

Најбитнија компонента оптимизације свакако је израда математичког модела (моделирање), па ће у тексту који следи више пажње бити посвећено овој фази решавања оптимизационих проблема.

У зависности од сложености проблема и карактера посматраних математичких модела постоје различите методе оптимизације. У индустријској примени, за потребе оптимизације процеса искоришћења отпадне топлоте најчешће су коришћени модели засновани на методама линеарног програмирања (LP), мешовитог целобројног линеарног програмирања (MILP) и мешовитог целобројног нелинеарног програмирања (MINLP). Свака од ових метода има предности и недостатке. LP је тачан, брз и погодан за интерпретацију резултата али се може применити на релативно малом броју једноставних модела. Са друге стране MILP је тачан, флексибилан и одличан за комплексне моделе, али је „спор“ за велике проблеме и није поуздан за решавање нелинеарних проблема. MINLP је релативно флексибилан, али је тачност дискутабилна.

3.4.1. ЛИНЕАРНО ПРОГРАМИРАЊЕ

Линеарно програмирање спада у групу аналитичких метода оптимизације, које обухватају и целобројно програмирање и нелинеарно програмирање. Све ове технике се користе за оптималну расподелу фактора процеса, поштујући притом технолошка, економска или нека друга ограничења, која се у пракси могу јавити. За примену линеарног програмирања најпре је неопходно развити математички модел за систем који се посматра, као и врло прецизно одредити међусобне релације појединих фактора. Математичке манипулације на тако дефинисаном

моделу омогућавају испитивање оперативних и финансијских последица постављених услова (ограничења). Такође, оне омогућавају и потпуније упознавање посматраног проблема и доношење закључака који ни у ком случају не могу бити интуитивно очигледни, ако је проблем имало комплексан, а то је у пракси готово увек случај.

Општи модел линеарног програмирања може се представити једначином (3.5) [164]:

$$\text{или } \begin{matrix} (\max) \\ (\min) \end{matrix} f(x) = c_1x_1 + c_2x_2 + \dots + c_nx_n = \sum_{i=1}^n c_ix_j \quad (3.5)$$

уз услове (ограничења) :

$$\sum_{j=1}^n a_{ij}x_j \begin{matrix} \leq \\ \geq \end{matrix} b_i, \quad i = 1, 2, \dots, m,$$

$$x_j \geq 0, \quad j = 1, 2, \dots, n,$$

где су a_{ij} , c_i , b_j , $i = 1, 2, \dots, m$, $j = 1, 2, \dots, n$, задати реални бројеви, а $f(x)$ „функција циља“. Ако су сва ограничења истог типа, тада се проблем линеарног програмирања може приказати у матрично-векторској форми (тзв. стандардни облик задатка LP) (Једначина 3.6):

$$\text{или } \begin{matrix} (\max) \\ (\min) \end{matrix} c^T x \quad (3.6)$$

уз ограничења

$$Ax = b, \quad x \geq 0$$

Ако су сва ограничења неједначине истог типа (\leq или \geq), тада су тзв. симетрични облици задатка LP представљени једначинама 3.7 и 3.8:

$$(\max) c^T x \quad \text{п.о} \quad Ax \leq b, \quad x \geq 0 \quad (3.7)$$

$$(\min) c^T x \quad \text{п.о} \quad Ax \geq b, \quad x \geq 0 \quad (3.8)$$

3.4.2. МЕШОВИТО ЦЕЛОБРОЈНО ЛИНЕАРНО ПРОГРАМИРАЊЕ

Сваки математички модел, који као критеријум функције има максимум или минимум, а у којем је бар једна променљива из скупа целих бројева назива се математичким моделом целобројног програмирања. Математички модели код којих је захтев за целобројношћу постављен само за неке од променљивих, називају се моделима мешовитог целобројног линеарног програмирања. Општи модел $MILP$ програмирања може се представити једначином 3.9:

$$\text{или } \begin{matrix} (\max) \\ (\min) \end{matrix} c^T x \quad (3.9)$$

по ограничењима:

$$Ax = b \text{ и } l \leq x \leq u, \quad x_i \in Z \forall i \in I \quad l \text{ и } u \text{ су доња и горња гранична вредност.}$$

3.4.3. МЕШОВИТО ЦЕЛОБРОЈНО НЕЛИНЕАРНО ПРОГРАМИРАЊЕ

Линеарни математички модели и методе за решавање линеарних проблема оптимизације, нашли би неограничену примену у налажењу оптималног скупа променљивих, да се у пракси не јављају бројни нелинеарни проблеми. Када је математички модел такав да садржи нелинеарне елементе, што је изражено када променљиве величине зависе једна од друге, проблем оптимизације могуће је решити употребом нелинеарног програмирања или је неопходно нелинеарни проблем свести на линеарни. Нпр. све нелинеарне чланове у једначинама и неједначинама треба *Taylor*-овим полином за функцију са више аргумената, разбити на линеарне чланове, тако што ће се узети у обзир само нулти и први члан *Taylor*-овог реда. Поступак линеаризације нелинеарних проблема био је предмет истраживања у [165].

Једначином 3.10 представљен је општи облик проблема нелинеарног програмирања.

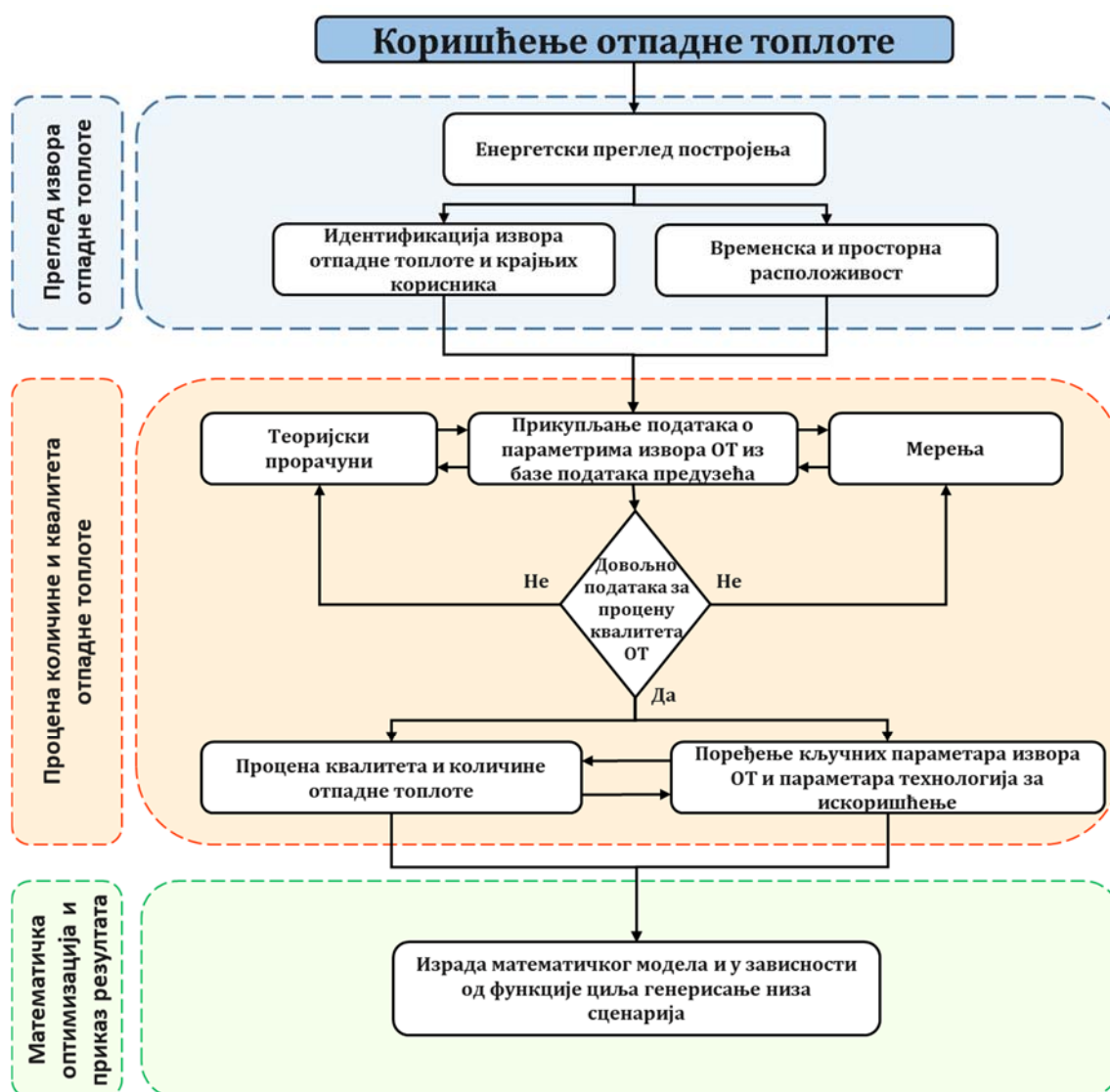
$$\text{или } \begin{matrix} (\max) \\ (\min) \end{matrix} f(x_1, \dots, x_n) \quad (3.10)$$

$$g_i(x_1, \dots, x_n) \leq 0, i = 1, \dots, m$$

f и g_i су функција циља и функције ограничења, респективно.

4. РАЗВОЈ МЕТОДОЛОГИЈЕ ЗА МАПИРАЊЕ И ИСКОРИШЋЕЊЕ ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ

Идентификација (мапирање) потенцијалних локација „извора“ отпадне топлоте и процена могућности за њено искоришћење је релативно сложен задатак, посебно ако је главни циљ постизање оптималног решења у смислу уштеде енергије, периода повраћаја инвестиције или смањења емисије CO₂. Често су процесна постројења која су предмет анализе врло сложена. У њима се обавља мноштво различитих процеса и користе се различити облици финалне енергије, па је зато врло тешко препознати потенцијалне локације на којима се јавља отпадна топлота, као и потенцијална места крајње употребе опорављене енергије.



Слика 4.1. Шема предложене методологије за оптимално коришћење отпадне топлоте

Такође, потребно је и проценити компатибилност извора отпадне топлоте и крајње употребе опорављене енергије и изабрати најприкладнију (оптималну) технологију за искоришћење отпадне топлоте. Све претходно наведене чињенице представљају довољан разлог за низак степен имплементације технологија за искоришћење отпадне топлоте у индустрији. Овај проблем може бити превазиђен само експертски обављеном свеобухватном ревизијом постројења и систематским приступом.

Методологија предложена у дисертацији управо се базира на систематском приступу како би се максимизирао потенцијал искоришћења отпадне топлоте и одабрале оптималне технологије за задату функцију циља (Слика 4.1). Предложена методологија се састоји од три кључна корака:

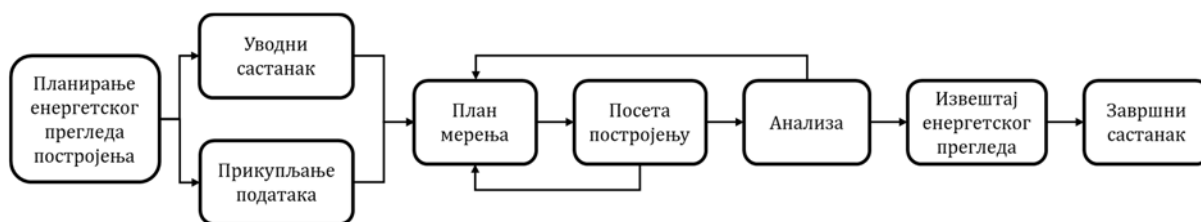
- мапирање извора отпадне топлоте и локација у постројењу са захтевима за топлотном енергијом, хлађењем или електричном енергијом (места крајње употребе опорављене енергије),
- процена количине и квалитета отпадне топлоте,
- математичко моделирање, оптимизација и генерисање резултата функција циља.

У наставку ће детаљно бити објашњени сви кораци предложене методологије.

4.1. ИДЕНТИФИКАЦИЈА ИЗВОРА ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ

4.1.1. ЕНЕРГЕТСКИ ПРЕГЛЕД ПОСТРОЈЕЊА

Први корак предложене методологије је мапирање локација, потенцијалних извора отпадне топлоте и локација могућих крајњих корисника енергије (топлоте, хлађења или електричне енергије). У овој фази неопходно је извршити детаљан енергетски преглед постројења, који се према стандарду ISO 50002 састоји из неколико основних корака приказаних на слици 4.2.



Слика 4.2. Шема енергетског прегледа постројења

Први корак је обављање интервјуа са руководством предузећа и доносиоцима одлука. Утврђују се критеријуми и приоритети на основу којих се приступа изради детаљног плана спровођења активности (мерења). У овој фази, предлаже се попуњавање упитника од стране руководства и лица одговорних за управљање енергијом (енергетских менаџера) и процесима (Прилог 1). Задатак упитника је да помогне у разумевању токова енергије и сировине, производних процеса и постројења као целине. Основна питања у упитнику односе се на врсту енергената

који се користе у предузећу, потрошњу енергената и јединичну цену, начину снабдевања и ефикасности уређаја за коришћење енергије. Поред ових, упитник садржи и питања у вези тока сировина и производа (колико се различитих производа производи и у којим количинама) као и информације да ли се прати потрошња и колики је степен искоришћености производног капацитета. На крају ове фазе енергетског прегледа, енергетски менаџер доноси одлуку о додатним активностима (мерењима) које је неопходно спровести.

Обзиром на то да се потрошња енергије сваког појединачног процесног апарата или машине често значајно разликује од пројектоване или од оне коју прописује произвођач, мерење представља неизбежну фазу при обављању сваког енергетског прегледа. Мерењем потрошње енергије сваког појединачног уређаја на производној линији повећава се база података која у наредној фази израде енергетског прегледа (анализи) омогућава лакше разумевање енергетских токова и прорачун специфичних индикатора потрошње енергије.

На основу прикупљених података о потрошњи енергије и измерених вредности појединих параметара процеса рачунају се вредности специфичних индикатора потрошње енергије (kWh/t производа, kWh/t улазне сировине и др.) и удели потрошње појединих уређаја у укупној потрошњи енергије.

У наредној фази, на основу добијених показатеља, мапирају се локације које представљају потенцијалне изворе отпадне топлоте.

4.1.2. ИДЕНТИФИКАЦИЈА ИЗВОРА ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ И КРАЈЊИХ КОРИСНИКА

Након извршеног детаљног енергетског прегледа постројења, и детаљног упознавања са процесима и токовима енергије, врши се идентификација потенцијалних извора отпадне топлоте и корисника енергије. Мапирају се све локације у постројењу на којима се јавља отпадна топлота у било ком облику (вreo ваздух, пара или течност) и разматрају могућности за њено искоришћење (Табела 4.1). Отпадна топлота у прехранбеној индустрији најчешће потиче од: кондензата паре, паре ниског притиска, издувних гасова парног котла, топле процесне воде и ваздуха, гасне турбине и пећи за сушење и печење. Углавном су извори отпадне топлоте доступни на ниским температурама до 200 °C као на пример топлота процесног кондензата, компресора, пумпи и мотора са унутрашњим сагоревањем, топлота доступна на кондензатору расхладних машина и отпадним водама, а само 10% од расположивог потенцијала отпадне топлоте у прехранбеној индустрији су извори средње и високе температуре, 200-600 °C и преко 600 °C, респективно.

Табела 4.1. Најчешћи извори отпадне топлоте у прехранбеној индустрији рангирани према температури

Класификација извора ОТ према температури	Границе температура [°C]	Извори отпадне топлоте
Високотемпературни извори отпадне топлоте	600-1650	/

Извори средњег температурног нивоа	200-600	<ul style="list-style-type: none"> • Издувни гасови парних котлова, • Издувни гасови парних турбина, • Сушење и печење
Извори отпадне топлоте ниске температуре	30-200	<ul style="list-style-type: none"> • Кондензат из процесне паре, • Компресори, • Пумпе, • Мотори са унутрашњим сагоревањем, • Кондензатори расхладних машина, • Процесна топлота

Обзиром на то да извори отпадне топлоте у прехранбеној индустрији зависе од врсте процеса и да се значајно разликују од сектора до сектора, процес мапирања потенцијалних извора отпадне топлоте увек захтева свеобухватну ревизију постројења (енергетски преглед). На пример, у индустрији прераде меса и кланицама, извори отпадне топлоте са највећим потенцијалом за искоришћење су кондензатори расхладних машина, топла вода из процеса прања и чишћења длака, док су у постројењима за месне прерађевине извори топлоте са највећим потенцијалом за коришћење пореклом из процеса кувања, сушења и из димних гасова котлова. У постројењима за прераду живине, извори отпадне топлоте су пореклом из процеса шурења, хлађења и замрзавања. При процесу производње кекса и у пекарама, најинтензивнији процеси су пржење, печење и сушење па су могућности за искоришћење отпадне топлоте највећи на локацијама где се ови процеси обављају. У млекарама, најинтензивнији процеси су пастеризација, кување и хлађење, па се у процесу мапирања извора отпадне топлоте обавезно разматрају ови процеси.

У табелама 4.2-4.4 приказани су најчешћи извори отпадне топлоте у прехранбеној индустрији са температурама и расположивим количинама по јединици мере производа за поједине технолошке операције. У табели 4.5 приказане су потребе за топлотом појединих нискотемпературних процеса у прехранбеној индустрији

Табела 4.2. Извори отпадне топлоте у погону за конзервирање воћа и поврћа

Извори отпадне топлоте/технолошки процеси	Врста поврћа	Количина [литара/ тони производа]	Температура [°C]
Бланширање водом	Боранија	124-335	90
	Пасуљ	822	90
	Грашак	240-385	90
Бланширање паром	Боранија	125-150	90
	Пасуљ	113-238	90
	Грашак	191-313	90
Вибрацијски спирално бланширање	Боранија	27	90
	Пасуљ	25	90
	Купус	15	90
	Броколи	11	90
	Карфиол	3	90
Бланширање паром са хлађењем водом	Боранија	4.937	90
	Пасуљ	4.967	90
	Грашак	4.967	90
Кондензат из процеса кувања		117-210	120
Расхладна вода		250-415	55

Табела 4.3. Извори отпадне топлоте у погону за прераду меса

Процесно постројење	Извори отпадне топлоте/технолошки процеси	Количина [литара/тони живе ваге]	Температура [°C]
Производња свиња	Чишћење	36 литара/грлу	60
Примарна обрада живине	Отпадна вода из процеса шурења	613-430	60
	Чишћење перја	568	19
	Примарно хлађење	943	21
Клање	Кондензат са грејне воде	668	99
Производња	Кондензат са грејне воде	1.670-2.100	99
	Напојна вода котла	625-1.045	15

Табела 4.4. Извори отпадне топлоте у постројењу за прераду млека и млечних производа

Извори отпадне топлоте/технолошки процеси	Количина [литара/тони производа]	Температура [°C]
Ледена вода	4590	5
Хлађени гликол	2754	0
Чишћење сира	814	60
Повратни вод пастеризатора	12,5-17	70
Чишћење пастеризатора	210-250	65
Напојна вода котла	33-42	15
Сурутка као нуспроизвод сира	993	38
Вода коришћена за прање	250-545	60
Повратни вод пастера при производњи сира	13	70
Грејање кондензата/сурутке	29	95

Табела 4.5. Процесне температуре за поједине нискотемпературне процесе у прехрамбеној индустрији

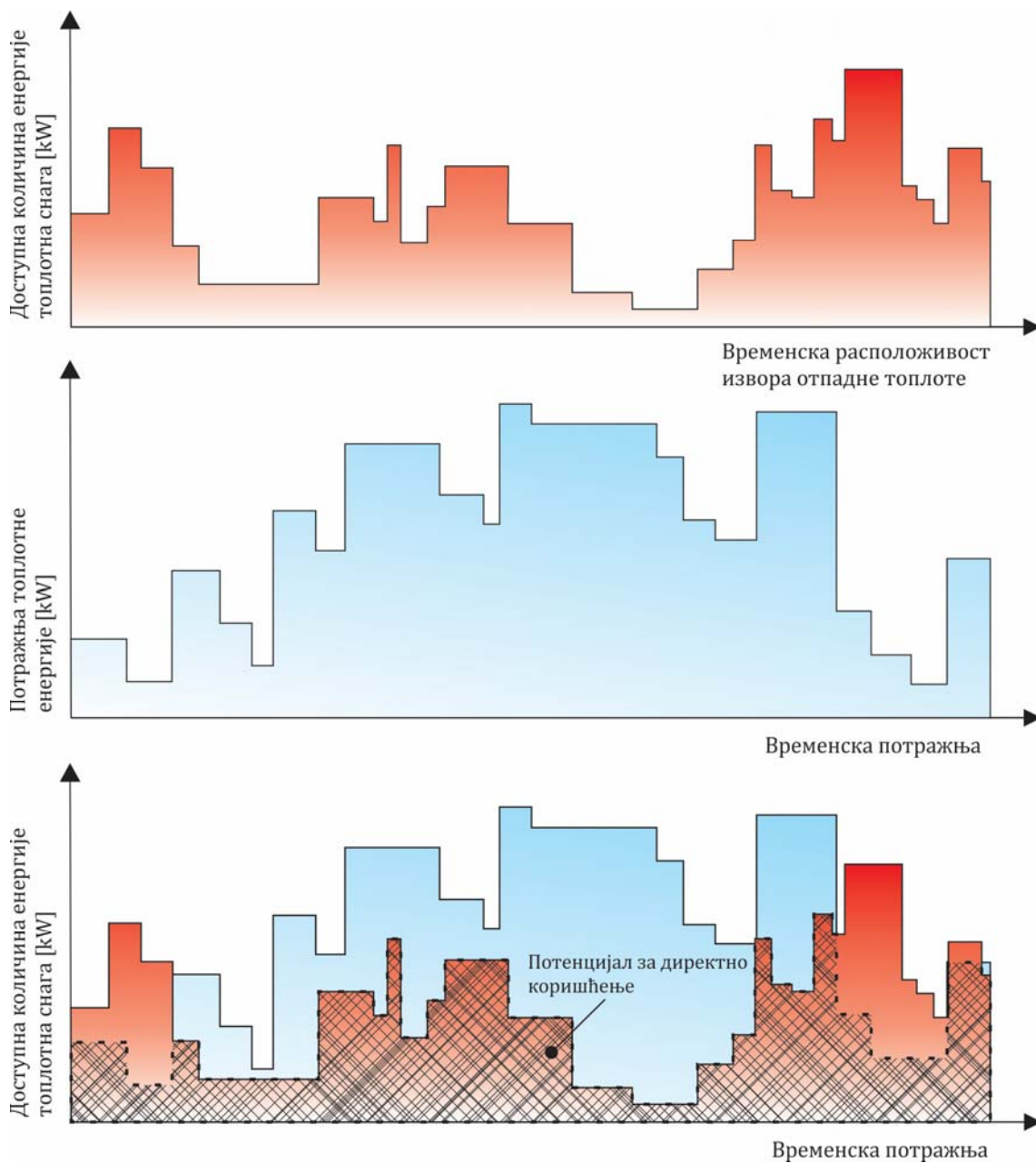
Процес	Температура [°C]
Чишћење	60
Кување	110-115
Пастеризација	65-110
Избељивање	85
Сушење	30-120
Прање	40-85
Стерилизација	80-150
Кључање	95-105
Термичка обрада	40-60
Исушивање	38-104

4.1.3. ВРЕМЕНСКА РАСПОЛОЖИВОСТ ИЗВОРА ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ И МОГУЋИХ КРАЈЊИХ КОРИСНИКА

Временска расположивост извора отпадне топлоте представља важан фактор за доношење одлуке о томе да ли ће се и на који начин отпадна топлота користити. Након мапирања потенцијалних локација извора отпадне топлоте и локација крајње употребе, потребно је прикупити податке и формирати временске обрасце за све циљне процесе у постројењу. Обзиром на то да је отпадну топлоту најекономичније користити директно у оквиру једног процеса или постројења, формирањем временских образаца и представљањем истих у форми дијаграма на истој временској оси могуће је утврдити преклапања извора отпадне топлоте са захтевима за топлотом, а самим тим и утврдити да ли је и у којој мери могућа директна употреба топлоте једног процеса за потребе другог (интеграција процеса). Уједно, могу се разматрати и опције временског померања процеса ради усклађивања извора отпадне топлоте са потребама за топлотом. Временско померање процеса често је неизводљиво, па се у том случају разматра коришћење технологија за складиштење топлотне енергије [166].

У прехранбеном сектору индустрије, чест је случај појаве значајне количине отпадне топлоте у кратком временском интервалу, која се због временског неслагања са потребама процеса у постројењу не може директно користити. Због кратке временске расположивости, искоришћење отпадне топлоте ових извора применом неке од доступних технологија, није економски оправдано. У овом случају предлаже се складиштење топлоте и накнадно коришћење исте када се јави потреба за енергијом у неком од процеса. На слици 4.3 приказан је пример временске расположивости отпадне топлоте и потреба за топлотом потенцијалних корисника за период од 24 h.

Црвеном бојом на слици приказана је временска доступност извора отпадне топлоте, плавом бојом потреба за топлотном енергијом, а осенчени део представља поклапање ових површина, односно могући потенцијал за искоришћење отпадне топлоте. Како могућности за искоришћење отпадне топлоте не зависе само од количине енергије него и од температурног нивоа извора отпадне топлоте, процена могућности за директну употребу топлоте захтева детаљнију анализу и утврђивање не само количине доступне топлоте него и њеног квалитета.



Слика 4.3. Временска расположивост извора отпадне топлоте

4.2. ПРОЦЕНА КОЛИЧИНЕ И КВАЛИТЕТА ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ

Након мапирања потенцијалних извора отпадне топлоте и прикупљања података о временској расположивости тих извора пажљиво се процењују количина и квалитет топлоте доступне на тим изворима. Температурни ниво одређује квалитет отпадне топлоте. Да би се квантитативно проценили извори отпадне топлоте у постројењу, неопходно је дефинисање параметара који ће осигурати потребне податке за прорачун коришћењем технике математичког моделирања. Поред временске расположивости, неопходно је дефинисати, температуре и количину доступне топлотне енергије (топлотну снагу). Такође, неопходно је познавање свих токова топлоте унутар постројења што је могуће постићи само спровођењем детаљног енергетског прегледа [167].

Податке о температурама и топлотној снази извора отпадне топлоте могуће је добити на више начина:

- прикупљањем и анализом података доступних у бази података постројења (редовно праћење технолошки важних параметара процеса),
- експерименталним мерењима и
- теоријским прорачунима.

4.2.1. ПРИКУПЉАЊЕ И АНАЛИЗА ПОДАТАКА

Често је у сектору прехранбене индустрије у циљу праћења и контроле производног процеса неопходно непрекидно мерење појединих физичких величина, најчешће температуре, притиска, протока, садржаја влаге и слично. Прикупљање и систематизација података добијених сталним праћењем вредности појединих физичких величина представља најбољи начин за квантификацију извора отпадне топлоте. Резултати добијени праћењем у реалном времену производног постројења најбоље осликавају стварно стање.

Утврђивање потенцијала отпадне топлоте често није могуће извршити само на основу података добијених сталним праћењем, који су доступни у бази података предузећа, него је неопходно извршити експериментална мерења.

4.2.2. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА МЕРЕЊА

Прикупљањем података о потрошњи енергије, температурама, протоцима и притисцима, често се не могу добити сви подаци неопходни да би се квантитативно описали извори отпадне топлоте у производном постројењу. Управо због тога експериментална мерења представљају неизбежан корак при обављању свеобухватне ревизије индустријског постројења. У случају када приликом размене топлоте нема промене фазе (агрегатног стања) медијума извора отпадне топлоте, како би се проценила количина отпадне топлоте (топлотна снага), неопходно је познавање температуре топлотног извора и масеног протока. У супротном, неопходно је утврдити и вредност притиска. Вредности ових величина утврђују се мерењем.

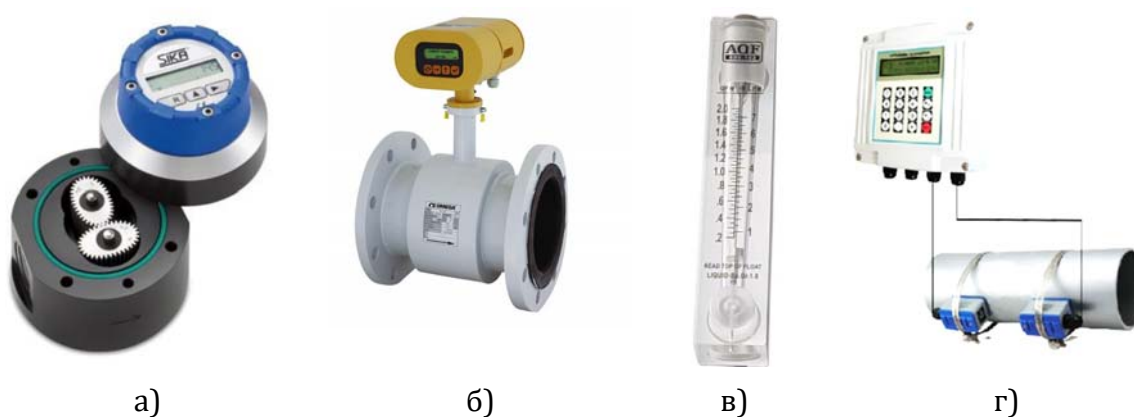
За мерење температуре користе се преносни мерни уређаји који могу бити контактни (термоотпорни мерни уређаји и темопарови) и бесконтактни (ИЦ мерач температуре и термовизијска камера). На слици 4.4 приказани су мерни уређаји за мерење температуре који се најчешће користе за прикупљање података у процесу енергетског прегледа објеката.



Слика 4.4. Мерни уређаји за мерење температуре
а) термопар, б) ИЦ мерач, в) термовизијска камера

Контактни мерачи температуре захтевају остваривање директног контакта са радним медијумом како би подаци о температури добијени на овај начин били што тачнији, што често захтева интервенције на систему. У овом случају практичније је коришћење бесконтактних мерних уређаја које је пре почетка мерења неопходно калибрисати и подесити према упутствима, како би грешка мерења била сведена на минимум.

За мерење протока користе се запремински мерачи, магнетни мерачи, ротаметри и ултразвучни мерачи. Прве три врсте мерача протока спадају у групу контактних уређаја и користе се у случајевима када је могуће усмерити ток радног флуида кроз мерач како би се измерио проток. У прехранбеном сектору индустрије, због смањења ризика од контаминације чешће се користи ултразвучни мерач протока. На слици 4.5 приказани су мерни уређаји који се користе за мерење протока флуида.



Слика 4.5. Мерни уређаји за мерење протока флуида
а) запремински мерач протока, б) магнетни мерач, в) ротаметар,
г) ултразвучни мерач

Мерење притиска се углавном врши константно због праћења система за дистрибуцију топлоте. Код парних система, и флуида у гасовитом стању, уопштено, ради утврђивања количине отпадне топлоте неопходно је познавање вредности притиска на којој је отпадна топлота доступна. На основу притиска, одређује се вредност температуре при којој ће доћи до промене фазе (кондензације) при процесу размене топлоте. Уређаји који се најчешће користе за мерење притиска су аналогни (Боурдонов манометар енг. „Bourdon”, манометри са мембраном, манометри са клипом) и дигитални (пиезоелектрични, капацитивни, магнетни). На слици 4.6 приказани су најчешће коришћени мерни уређаји за мерење притиска.



Слика 4.6. Мерни уређаји за мерење притиска

а) аналогни Боурдонов манометар, б) дигитални фиксни манометар в) преносни дигитални манометар

У пракси вредност расположиве количине отпадне топлоте најчешће се не одређује директним мерењем коришћењем мерног инструмента (калориметра), него је након мерења основних процесних параметара (температуре, притиска и протока) неопходно извршити теоријски прорачун.

4.2.3. ТЕОРИЈСКИ ПРОРАЧУН РАСПОЛОЖИВЕ ТОПЛОТНЕ СНАГЕ ИЗВОРА ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ

Вредност расположиве количине отпадне топлоте са различитих извора могуће је осим мерењем утврдити и теоријски. Математичке једначине базиране на основним принципима термодинамике могу се користити како за прорачун расположиве количине отпадне топлоте, тако и за прорачун количине топлоте неопходне за загревање неког медијума са неке почетне на жељену (циљну) температуру. Према првом закону термодинамике написаном у екстензивном облику за отворене термодинамичке системе, промена енталпије термодинамичког система $\Delta \dot{H}$ [W] једнака је разлици размењене количине топлоте и извршеног техничког рада (Једначина 4.1).

$$\Delta \dot{H} = \dot{Q}_{12} - \dot{L}_{t12} \quad (4.1)$$

где су:

\dot{Q}_{12} [W] – размењена количина топлотног флуksа,

\dot{L}_{t12} [W] – технички рад.

Како се процес размене топлоте обавља при константном притиску, једначина 4.1 своди се на облик приказан једначином 4.2.

$$\Delta \dot{H} = \dot{Q}_{12} \quad (4.2)$$

односно,

$$\Delta \dot{H} = \dot{m} \cdot \Delta h = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (4.3)$$

Коначан израз за размењену количину топлотног флуksа \dot{Q} [W] има облик (Једначина 4.4).

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (4.4)$$

где су:

\dot{m} [kg/s] – масени проток расположивог извора отпадне топлоте,

c_p [J/kgK] – специфична топлота медијума са кога се врши пренос топлоте,

ΔT [K] – разлика почетне и крајње температуре отпадне топлоте.

Једначина 4.4 важи у случају само када при размени топлоте нема промене фазе радног флуида (испаривање или кондензација), што је најчешћи случај. У случају да флуид мења фазу, неопходно је при прорачуну узети у обзир енергију која се троши на испаривање флуида или која се добија кондензацијом (Једначина 4.5).

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (h_p - c_p \cdot T_v) \quad (4.5)$$

где су:

c_p [J/kgK] – специфична топлота медијума у течном агрегатном стању,

T_v [K] – крајња температура медијума у течном агрегатном стању,

h_p [J/kg] – енталпија у гасовитом агрегатном стању.

Вредност енталпије се одређује на основу познатих вредности притиска и температуре.

Једначина 4.4 представља идеални случај и не узима у обзир ефикасност система за размену топлоте. У пракси је немогуће сав расположив потенцијал отпадне топлоте искористити па је једначину 4.4 неопходно модификовати и узети у обзир губитке енергије који настају у процесу размене топлоте и транспорта топлоте до места крајњег коришћења (Једначина 4.6).

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \cdot \varepsilon \quad (4.6)$$

где је ε [-] – укупна ефикасност система за размену топлоте.

4.2.4. ПОРЕЂЕЊЕ КЉУЧНИХ ПАРАМЕТАРА ИЗВОРА ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ И ПАРАМЕТАРА ТЕХНОЛОГИЈА

Како би се отпадна топлота искористила на енергетски ефикасан и економски оправдан начин, након мапирања извора отпадне топлоте и локација на којима се она може искористити, и након утврђивања количине и квалитета отпадне топлоте, обавезно се разматрају параметри извора и пореде са параметрима технологија које су на располагању. Ако је отпадна топлота доступна у довољној количини на задовољавајућем температурном нивоу и ако постоји временско слагање извора отпадне топлоте и локација са потражњом, разматрају се могућности за директну употребу и интеграцију процеса, јер је овај вид коришћења отпадне топлоте најефикаснији. Ако постоји временско неслагање што је најчешћи случај, разматрају се могућности померања појединих процеса и/или складиштење топлоте енергије.

Поред временског неслагања извора отпадне топлоте са локацијом коришћења, честу препреку за директно коришћење отпадне топлоте представља њен релативно низак температурни ниво. Иако је количина енергије коју садрже извори отпадне топлоте у сектору прехранбене индустрије често значајна, релативно ниска температура на којој су извори отпадне топлоте у овом сектору доступни ограничава њихово директно коришћење. У том случају разматрају се могућности примене технологија за подизање температурног нивоа (механичке топлотне пумпе, апсорпционе топлотне пумпе, топлотни трансформатор и др.) или технологија за генерисање електричне енергије (органски Ранкинов циклус, Калина циклус, трилатерални циклус и др.). У прехранбеној индустрији постоји велика потражња за процесним хлађењем па треба размотрити и циклусе који као погонску енергију користе отпадну топлоту за генерисање хлађења (апсорпциони расхладни циклус).

Обзиром на то да постоји више могућих решења (технологија) за искоришћење отпадне топлоте, поређењем кључних параметара извора отпадне топлоте и доступних технологија могуће је утврдити које од технологија треба детаљно разматрати, а које искључити из даље анализе, јер параметри извора нису адекватни за примену одређене технологије. Најважнији параметар за избор неке од технологија је температура извора отпадне топлоте. С тим у вези, на слици 4.7 приказан је преглед доступних технологија са опсезима температура у којима је могуће њихово коришћење.



Слика 4.7. Технологије за искоришћење отпадне топлоте са опсезима температура

Обзиром на то да је проблем избора одговарајуће технологије веома сложен и практично нерешив без техника математичког моделирања и оптимизације, кључни део методологије предложене у дисертацији је оптимизација избора технологије за искоришћење отпадне топлоте, решавањем математичког модела који је развијен за потребе дисертације. Развијени математички модел приказан је у тексту који следи.

4.3. МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ ОПТИМИЗАЦИЈЕ

Последњи корак методологије предложене у дисертацији, представља дефинисање оптималног решења (технологије) за искоришћење отпадне топлоте у зависности од задате функције циља. Како би се дефинисао оптималан начин коришћења отпадне топлоте чији је потенцијал утврђен методолошким приступом приказаним на слици 4.1, у дисертацији је развијен математички модел мешовитог целобројног нелинеарног програмирања. Резултати оптимизације треба да покажу, имплементацијом одговарајуће технологије, на којим локацијама је могуће искористити довољну количину отпадне топлоте, а да при том буде задовољена функција циља. Функција циља у случају предузећа из сектора прехранбене индустрије је најчешће максимизација неког од економских показатеља: коефицијента нето садашње вредности, нето садашње вредности или минимизација периода повраћаја инвестиције. Као функција циља може се поставити и максимизација искоришћења отпадне топлоте или уштеде енергије. Математичким моделом су описани и еколошки параметри, па је за функцију циља могуће поставити и максимизацију смањења емисије угљен-диоксида.

Како је у зависности од постројења које се анализира могуће постојање више потенцијалних локација извора отпадне топлоте, више различитих технологија и више локација коначне употребе технологијом надограђене енергије, уводи се низ скупова. Скупови у оквиру развијеног математичког модела и индекси који одређују припадност датом скупу приказани су у наставку:

$i \in I$ – скуп свих расположивих извора OT ,

$j \in J$ – скуп свих технологија за искоришћење OT ,

$k \in K$ – скуп локација за крајње коришћење OT .

Обзиром на то да постоји више различитих технологија за искоришћење отпадне топлоте са више могућих облика излазне енергије из технологије (топлота, хлађење, електрична енергија), све доступне технологије су подељене у четири основне групе:

- технологије за директну употребу извора отпадне топлоте (размењивачи топлоте),
- технологије којима се подиже температурни ниво отпадне топлоте (топлотне пумпе, апсорпционе топлотне пумпе и топлотни трансформатори),
- технологије за генерисање електричне енергије (ORC, Калина и трилатерални циклуси) и
- технологије хлађења (апсорпциони чилери).

Из тог разлога скуп J , састоји се од подскупова сваке од четири претходно наведене групе технологија.

J^{du} , $J^{du} \subseteq J$ - подскуп технологија које се могу користити за директну употребу извора отпадне топлоте,

J^{hu} , $J^{hu} \subseteq J$ - подскуп технологија које се могу користити за подизање температурног нивоа,

J^{ge} , $J^{ge} \subseteq J$ - подскуп технологија које се могу користити за генерисање електричне енергије,

J^{gc} , $J^{gc} \subseteq J$ - подскуп технологија које се могу користити за генерисање хлађења.

На исти начин, обзиром на то да је на крајњој локацији употребе енергије могуће постојање потребе за грејањем, за хлађењем и за електричном енергијом, скуп K локације крајње употребе састоји се од подскупова:

K^h , $K^h \subseteq K$ - подскуп потенцијалних локација на којима постоје захтеви за топлотом,

K^c , $K^c \subseteq K$ - подскуп потенцијалних локација на којима постоје захтеви за хлађењем,

K^e , $K^e \subseteq K$ - подскуп потенцијалних локација на којима постоје захтеви за електричном енергијом.

4.3.1. ЕКОНОМСКИ ПАРАМЕТРИ

Према истраживањима и анкети спроведеној у оквиру израде докторске дисертације, за доносиоце одлука у предузећима из сектора прехрамбене индустрије у Србији, најважнији економски показатељ оправданости инвестиције

је прост период повраћаја инвестиције (PB). Применом развијеног математичког модела биће разматран овај економски показатељ, али и други важни економски показатељи.

Економски параметри који ће бити разматрани применом математичког модела су:

- прост период повраћаја инвестиције (PB),
- нето садашња вредност (NPV),
- коефицијент нето садашње вредности (NPVQ) и,
- нето годишња добит (NGD).

Изрази који описују економске показатеље приказани су у наставку [168].

Прост период повраћаја инвестиције представља однос уложене инвестиције и остварене годишње добити:

$$PB = \frac{Inv}{NGD} \quad (4.7)$$

где су:

Inv [€] - вредност инвестиције,

NGD [€/год.] - нето годишња добит.

Нето садашња вредност (NPV) је:

$$NPV = NGD \cdot \frac{1 - (1 + d)^{-ap}}{d} - Inv \quad (4.8)$$

где су:

d [%] - дисконтна стопа,

ap [год.] - анализирани временски период.

Коефицијент нето садашње вредности (NPVQ) је:

$$NPVQ = \frac{NPV}{Inv} \quad (4.9)$$

Нето годишња добит (NGD), дефинисана је као разлика оперативних трошкова пре имплементације технологија за искоришћење отпадне топлоте и оперативних трошкова после, увећаних за трошкове инвестиције, рада и одржавања технологије за искоришћење отпадне топлоте која је имплементирана. Како су оперативни трошкови након примене технологија за искоришћење отпадне топлоте мањи за

вредност остварене добити, коначан израз за нето годишњу добит приказан је једначином 4.10.

$$NGD = UP - (TO + OT) \quad (4.10)$$

где су:

- UP [€/год.] - укупни годишњи приходи,
 TO [€/год.] - трошкови оджавања технологија које су имплементирани,
 OT [€/год.] - трошкови рада постројења.

Обзиром на то да економски параметри описују међусобне односе прихода и расхода постројења, пре и после имплементације мера енергетске ефикасности, неопходно је математичким моделом описати све трошкове постројења (оперативни трошкови, трошкови одржавања, инвестициони трошкови) и приходе који се остварују уштедом у потрошњи топлотне, електричне и расхладне енергије. Сви приходи и расходи ће бити детаљно објашњени у 4.3.5-4.3.8.

4.3.2. ЕКОЛОШКИ ПАРАМЕТАР

Смањење потрошње топлотне и електричне енергије имплементацијом технологија за искоришћење отпадне топлоте поред економских бенефита доноси и бенефите у погледу смањења емисије угљен-диоксида. У складу са више европских директива, Европа мора драстично да смањи емисију угљен-диоксида до 2030. године. Обзиром на то да највеће продукције CO_2 потичу из индустрије, овај сектор је кључни у решавању ових проблема. С тим у вези, математичким моделом описана су потенцијална смањења емисије угљен-диоксида $CO_{2,r}$ [kg/год.] настала као последица смањења потрошње енергената (фосилних горива и електричне енергије):

$$CO_{2,r} = ES_h \cdot SP_h + ES_e \cdot SP_e \quad (4.11)$$

где су:

- ES_h [kWh/год.] - годишње остварене уштеде у потрошњи топлотне енергије,
 SP_h [kg/kWh] - специфична продукција CO_2 топлотне енергије,
 ES_e [kWh/год.] - годишње остварене уштеде у потрошњи електричне енергије,
 SP_e [kg/kWh] - специфична продукција CO_2 електричне енергије.

4.3.3. КЉУЧНЕ ПРОМЕНЉИВЕ

Избор технологије која ће се користити за искоришћење отпадне топлоте, а самим тим и крајњи облик енергије који ће се користити на локацијама са потребама за енергијом, зависе од доступне количине енергије на извору отпадне топлоте, па је сходно томе кључна променљива у предложеном моделу количина отпадне топлоте која је доступна на извору. Вредност кључне променљиве произилази из функције циља.

- $x_{i,j,k}$ [kWh/дан.] - променљива чија вредност одређује количину отпадне топлоте коју је могуће искористити са извора отпадне топлоте i , применом технологије j за употребу на локацији k ,
- $\mu_{j,k}$ [-] - бинарна променљива (ако је применом технологије j могуће искористити отпадну топлоту за крајње потребе на локацији k , бинарној променљивој додељује се вредност један, у противном је вредност 0).

4.3.4. ПРОМЕНЉИВЕ КОЈЕ ОПИСУЈУ ТЕХНОЛОГИЈЕ ЗА ИСКОРИШЋЕЊЕ ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ

Избор оптималне технологије за искоришћење отпадне топлоте захтева математичко моделирање променљивих које описују технологије. При том, технологије треба описати према некој карактеристичној величини која је у функцији кључних променљивих. Постојање променљивих које описују постројење је предуслов за одређивање вредности кључних променљивих и решавање функције циља.

Математички модели технологија развијени у дисертацији показују однос између стварних перформанси технологија и идеалног (референтног) случаја разматраних термодинамичких циклуса. Математички модели за сваку од разматраних технологија су приказани у наставку.

4.3.4.1. ТЕХНОЛОГИЈЕ ЗА ПОДИЗАЊЕ ТЕМПЕРАТУРНОГ НИВОА

Карактеристичне величине које описују механичку топлотну пумпу (МНП) су топлотна снага на излазу из топлотне пумпе која је на располагању на локацијама са захтевима за топлотом $P_{j,k}^{MHP}$ [kW] и дневна продукција топлотне енергије $Q_{j,k}^{MHP}$ [kWh/дан.] (4.12-4.13):

$$P_{j,k}^{MHP} = Q_{j,k}^{MHP} / \eta_k^{MHP} \quad j \in J^{hu}, k \in K^h \quad (4.12)$$

$$Q_{j,k}^{MHP} = \sum_i x_{i,j,k} \cdot \left(\frac{((\alpha^{MHP} \cdot COP_j^{MHP}) + \beta^{MHP})}{(\alpha^{MHP} \cdot COP_j^{MHP}) + \beta^{MHP} - 1} \right) \cdot \mu_{j,k} \quad j \in J^{hu}, k \in K^h \quad (4.13)$$

где су:

α^{MHP} [-] - регресиони коефицијент,

β^{MHP} [-] - регресиони коефицијент,

COP_j^{MHP} [-] - идеални коефицијент перформанси механичке топлотне пумпе,

oh_k^{MHP} [h/дан.] - дневно часовно ангажовање *MHP*.

У једначини 4.12 фактор ефикасности процеса надоградње топлоте приказан је преко односа стварне и идеалне вредности коефицијента перформанси топлотне пумпе. Како вредност *COP*-а, зависи од температуре извора отпадне топлоте и од избора радног флуида, за корелацију између стварне и идеалне вредности коришћени су регресиони коефицијенти [58]. Вредности регресионих коефицијената за технологије у зависности од температуре извора отпадне топлоте и избора радног флуида су дати у прилогу 2. Идеални коефицијент перформанси механичке топлотне пумпе је функција температура кондензатора и испаривача и описан је једначином 4.14. Температура испаривача је температура извора отпадне топлоте, а температура кондензатора је температура која је захтевана на локацији крајње употребе топлотне енергије.

$$COP_j^{MHP} = \frac{T_{COND}^{MHP}}{T_{COND}^{MHP} - T_{EVAP}^{MHP}} \quad (4.14)$$

где су:

T_{COND}^{MHP} [K] - температура кондензатора механичке топлотне пумпе (температура крајњег корисника),

T_{EVAP}^{MHP} [K] - температура испаривача (температура топлотног извора).

Исто као и код *MHP*, карактеристичне величине које описују апсорпциону топлотну пумпу су топлотна снага $P_{j,k}^{AHP}$ [kW] на излазу из ове технологије, која је на располагању локацијама са захтевима за топлотом и дневна продукција топлотне енергије $Q_{j,k}^{AHP}$ [kWh/дан.] (4.15-4.17):

$$P_{j,k}^{AHP} = Q_{j,k}^{AHP} / oh_k^{AHP} \quad j \in J^{hu}, k \in K^h \quad (4.15)$$

$$Q_{j,k}^{AHP} = \sum_i x_{i,j,k} \cdot \left(\frac{\beta^{AHP} \cdot COP_j^{AHP}}{COP_j^{AHP} - \alpha^{AHP}} \right) \cdot \mu_{j,k} \quad j \in J^{hu}, k \in K^h \quad (4.16)$$

где су:

- α^{AHP} [-] - регресиони коефицијент за АНР,
- β^{AHP} [-] - регресиони коефицијент за АНР,
- COP_j^{AHP} [-] - идеални коефицијент перформанси за АНР,
- oh_k^{AHP} [h/дан.] - дневно часовно ангажовање постројења.

$$COP_j^{AHP} = 1 + \left(1 - \frac{T_{COND}^{AHP}}{T_{GEN}^{AHP}} \right) \cdot \left(\frac{T_{EVAP}^{AHP}}{T_{COND}^{AHP} - T_{EVAP}^{AHP}} \right) \quad (4.17)$$

где су:

- T_{COND}^{AHP} [K] - температура кондензатора апсорпционе топлотне пумпе (температура крајњег корисника),
- T_{EVAP}^{AHP} [K] - температура испаривача (температура обично нижа од температуре генератора за 50-80 °C у зависности од жељеног температурног нивоа),
- T_{GEN}^{AHP} [K] - температура генератора (температура топлотног извора).

Величине које описују трансформаторе топлоте су топлотна снага $P_{j,k}^{HT}$ [kW] и дневна продукција топлоте $Q_{j,k}^{HT}$ [kWh/дан.] које су описане једначинама 4.18-4.20.

$$P_{j,k}^{HT} = Q_{j,k}^{HT} / oh_k^{HT} \quad j \in J^{hu}, k \in K^h \quad (4.18)$$

$$Q_{j,k}^{HT} = \sum_i x_{i,j,k} \cdot \left(\frac{\beta^{HT} \cdot COP_j^{HT}}{COP_j^{HT} - \alpha^{HT}} \right) \cdot \mu_{j,k} \quad j \in J^{hu}, k \in K^h \quad (4.19)$$

где су:

- α^{HT} [-] - регресиони коефицијент топлотног трансформатора,
- β^{HT} [-] - регресиони коефицијент топлотног трансформатора,
- COP_j^{HT} [-] - идеални коефицијент перформанси топлотног трансформатора,

oh_k^{HT} [h/дан.] - дневно часовно ангажовање топлотног трансформатора.

$$COP_j^{HT} = \frac{(T_{EVAP}^{HT} - T_{COND}^{HT}) \cdot T_{ABS}^{HT}}{((T_{EVAP}^{HT} - T_{COND}^{HT}) \cdot T_{GEN}^{HT}) + ((T_{ABS}^{HT} - T_{GEN}^{HT}) \cdot T_{EVAP}^{HT})} \quad (4.20)$$

где су:

T_{COND}^{HT} [K] - температура кондензатора топлотног трансформатора,

T_{EVAP}^{HT} [K] - температура испаривача (температура топлотног извора),

T_{GEN}^{HT} [K] - температура генератора (температура топлотног извора),

T_{ABS}^{HT} [K] - температура апсорбера (температура крајњег корисника).

4.3.4.2. ТЕХНОЛОГИЈЕ ЗА ГЕНЕРИСАЊЕ ЕЛЕКТРИЧНЕ ЕНЕРГИЈЕ

Основна карактеристична величина која описује све технологије којима се генерише електрична енергија је излазна електрична снага. За три технологије које се комерцијално најчешће користе, математички модели биће приказани у једначинама (4.21-4.28).

Електрична снага $P_{j,k}^{ORC}$ [kW] и дневна продукција електричне енергије $E_{j,k}^{ORC}$ [kWh/дан.] за *ORC* су представљене једначинама 4.21 и 4.22.

$$P_{j,k}^{ORC} = E_{j,k}^{ORC} / oh_k^{ORC} \quad \begin{matrix} j \in J^{ge} \\ k \in K^e \end{matrix} \quad (4.21)$$

$$E_{j,k}^{ORC} = \sum_i x_{i,j,k} \cdot \left(\left(\alpha^{ORC} \cdot \left(1 - \frac{T_{COND}^{ORC}}{T_{EVAP}^{ORC}} \right) + \beta^{ORC} \right) \cdot \left(1 - \frac{T_{COND}^{ORC}}{T_{EVAP}^{ORC}} \right) \right) \cdot \mu_{j,k} \quad \begin{matrix} j \in J^{ge} \\ k \in K^e \end{matrix} \quad (4.22)$$

где су:

T_{COND}^{ORC} [K] - температура кондензатора *ORC*-а,

T_{EVAP}^{ORC} [K] - температура испаривача (температура топлотног извора),

α^{ORC} [-] - регресиони коефицијент за *ORC*,

β^{ORC} [-] - регресиони коефицијент за *ORC*,

oh^{ORC} [h/дан.] - дневно часовно ангажовање.

Једначинама 4.23 – 4.25 описане су снага $P_{j,k}^{KAL}$ [kW] и дневна продукција ел. енергије $E_{j,k}^{KAL}$ [kWh/дан.] Калина циклуса.

$$P_{j,k}^{KAL} = E_{j,k}^{KAL} / oh_k^{KAL} \quad j \in J^{ge}, k \in K^e \quad (4.23)$$

$$E_{j,k}^{KAL} = \sum_i x_{i,j,k} \cdot \varepsilon_j^{KAL} \cdot \mu_{j,k} \quad j \in J^{ge}, k \in K^e \quad (4.24)$$

где су:

ε_j^{KAL} [-] - ефикасност Калина циклуса,

oh_k^{KAL} [h/дан.] - дневно часовно ангажовање.

$$\varepsilon_j^{KAL} = (\alpha^{KAL} \cdot T_{EVAP}^{KAL}) + \beta^{KAL} \quad (4.25)$$

где су:

α^{KAL} [-] - регресиони коефицијент,

β^{KAL} [-] - регресиони коефицијент,

T_{EVAP}^{KAL} [K] - температура извора отпадне топлоте.

Основне карактеристичне величине које описују трилатерални „Flash“ циклус описане су једначинама 4.26 – 4.28.

$$P_{j,k}^{FLASH} = E_{j,k}^{FLASH} / oh_k^{FLASH} \quad j \in J^{ge}, k \in K^e \quad (4.26)$$

$$E_{j,k}^{FLASH} = \sum_i x_{i,j,k} \cdot \varepsilon_j^{FLASH} \cdot \mu_{j,k} \quad j \in J^{ge}, k \in K^e \quad (4.27)$$

где су:

ε_j^{FLASH} [-] - ефикасност трилатералног циклуса,

oh_k^{FLASH} [h/дан.] - дневно часовно ангажовање.

$$\varepsilon_j^{FLASH} = \alpha^{FLASH} \cdot T_{EVAP}^{FLASH} + \beta^{FLASH} \quad (4.28)$$

где су:

- $\alpha^{FLASH} [-]$ - регресиони коефицијент,
 $\beta^{FLASH} [-]$ - регресиони коефицијент,
 $T_{EVAP}^{FLASH} [K]$ - температура извора отпадне топлоте.

4.3.4.3. ТЕХНОЛОГИЈЕ ЗА ГЕНЕРИСАЊЕ ХЛАЂЕЊА

Од технологија којима се генерише хлађење математички ће бити разматрано само апсорпционо хлађење. Једначине које описују основне карактеристичне величине ове технологије су расхладна снага $P_{j,k}^{AC}$ и дневна продукција расхладне енергије $Q_{j,k}^{AC}$.

$$P_{j,k}^{AC} = Q_{j,k}^{AC} / oh_k^{AC} \quad \begin{matrix} j \in J^{gc}, \\ k \in K^c \end{matrix} \quad (4.29)$$

$$Q_{j,k}^{AC} = \sum_i x_{i,j,k} \cdot \frac{\left(\beta^{AC} \cdot \left(1 - \frac{T_{COND}^{AC}}{T_{GEN}^{AC}} \right) \cdot \left(\frac{T_{EVAP}^{AC}}{T_{COND}^{AC} - T_{EVAP}^{AC}} \right) \right)}{\left(1 - \frac{T_{COND}^{AC}}{T_{GEN}^{AC}} \right) \cdot \left(\frac{T_{EVAP}^{AC}}{T_{COND}^{AC} - T_{EVAP}^{AC}} \right) - \alpha^{AC}} \cdot \mu_{j,k} \quad \begin{matrix} j \in J^{gc}, \\ k \in K^c \end{matrix} \quad (4.30)$$

где су:

- $T_{COND}^{AC} [K]$ - температура кондензатора (AC),
 $T_{EVAP}^{AC} [K]$ - температура испаривача (захтевана температура конзума),
 $T_{GEN}^{AC} [K]$ - температура генератора (температура топлотног извора),
 $\alpha^{AC} [-]$ - регресиони коефицијент за AC,
 $\beta^{AC} [-]$ - регресиони коефицијент за AC,
 $oh_k^{AC} [h/дан.]$ - дневно ангажовање постројења.

4.3.4.4. ДИРЕКТНА УПОТРЕБА ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ

Како би се отпадна топлота могла директно користити, неопходно је да постоји локација у постројењу са потребама за топлотном енергијом и да су испуњени услови у погледу количине доступне топлотне енергије и њеног температурног нивоа. Поред тога неопходно је постојање извора отпадне топлоте у исто време када се јављају потребе за топлотом на крајњој локацији. Ова препрека у временском неслагању, донекле се може превазићи временским померањем технолошких процеса или складиштењем топлотне енергије. У математички модел су инкорпориране једначине које описују директну употребу топлотне енергије. Снага доступна на секундарној страни размењивача топлоте (страни топлотног понора) $P_{j,k}^{DH}$ и дневна количина топлотне енергије $Q_{j,k}^{DH}$ су основне карактеристичне величине које описују ову технологију за искоришћење отпадне топлоте.

$$P_{j,k}^{DH} = Q_{j,k}^{DH} / oh_k^{DH} \quad j \in J^{du}, k \in K^h \quad (4.31)$$

$$Q_{j,k}^{DH} = \sum_i x_{i,j,k} \cdot \varepsilon_j^{DH} \cdot \mu_{j,k} \quad j \in J^{du}, k \in K^h \quad (4.32)$$

где су:

ε_j^{DH} [-] - ефикасност система за прикупљање и транспорт отпадне топлоте до локације крајње употребе,

oh_k^{DH} [h/дан.] - дневно ангажовање постројења.

Вредност ефикасности зависи од избора технологије за размену топлоте, растојања између извора и локације крајњег коришћења и свих осталих губитака насталих услед разлике у температурама.

4.3.5. ИНВЕСТИЦИОНИ ТРОШКОВИ

Инвестициони трошкови представљају укупно уложена средства у имплементацију технологија за искоришћење отпадне топлоте (Једначина 4.33). За сваку од технологија инвестициони трошкови математички су описани једначинама (4.34-4.37).

$$Inv = Inv^{hu} + Inv^{ge} + Inv^{gc} + Inv^{du} \quad (4.33)$$

$$Inv^{hu} = \sum_j \sum_k P_{j,k}^{hu} \cdot SCC_{j,k}^{hu} \quad j \in J^{hu}, k \in K^h \quad (4.34)$$

$$Inv^{ge} = \sum_j \sum_k P_{j,k}^{ge} \cdot SCC_{j,k}^{ge} \quad j \in J^{ge}, k \in K^e \quad (4.35)$$

$$Inv^{gc} = \sum_j \sum_k P_{j,k}^{gc} \cdot scc_{j,k}^{gc} \quad j \in J^{gc}, k \in K^c \quad (4.36)$$

$$Inv^{du} = \sum_j \sum_k P_{j,k}^{du} \cdot scc_{j,k}^{du} \quad j \in J^{du}, k \in K^h \quad (4.37)$$

где су:

$P_{j,k}^n$ [kW] - снага n-те технологије за искоришћење отпадне топлоте (електрична или топлотна),

$scc_{j,k}^n$ [€/kW] - специфични инвестициони трошак за технологију n.

4.3.6. УКУПНИ ПРИХОДИ ПОСТРОЈЕЊА

Укупни приходи постројења представљају збир прихода остварених применом сваке од технологија, а који настају смањењем потреба за топлотом и електричном енергијом. Укупни приходи представљени су једначином 4.38.

$$UP = PR^{hu} + PR^{ge} + PR^{gc} + PR^{du} \quad (4.38)$$

$$PR^{hu} = \sum_j \sum_k Q_{j,k}^{hu} \cdot sp_k^h \quad j \in J^{hu}, k \in K^h \quad (4.39)$$

$$PR^{ge} = \sum_j \sum_k Q_{j,k}^{ge} \cdot sp_k^e \quad j \in J^{ge}, k \in K^e \quad (4.40)$$

$$PR^{gc} = \sum_j \sum_k (Q_{j,k}^{gc} / COP_j^{PS}) \cdot sp_k^e \quad j \in J^{gc}, k \in K^c \quad (4.41)$$

$$PR^{du} = \sum_j \sum_k Q_{j,k}^{du} \cdot sp_k^h \quad j \in J^{du}, k \in K^h \quad (4.42)$$

где су:

sp_k^h [€/kWh] - цена топлотне енергије,

sp_k^e [€/kWh] - средња цена електричне енергије.

4.3.7. ОПЕРАТИВНИ ТРОШКОВИ ПОСТРОЈЕЊА

Оперативни трошкови постројења су трошкови који настају током рада постројења, а односе се на потрошњу енергије технологија које су имплементирани и на ангажовање запослених. Укупни трошкови рада постројења представљају збир трошкова свих технологија (4.43).

$$OT = OT^{hu} + OT^{ge} + OT^{gc} + OT^{du} \quad (4.43)$$

Обзиром на то да су трошкови електричне енергије компресора механичке топлотне пумпе значајно већи од трошкова рада свих осталих анализираних технологија⁵, укупни оперативни трошкови се могу изразити само преко трошкова рада *MHP* (Једначина 4.44).

$$OT = OT^{MHP} = \sum_j \sum_k P_{j,k}^{eMHP} \cdot yoh_j^{MHP} \cdot sp_k^e \quad j \in J^{hu}, k \in K^h \quad (4.44)$$

где су:

$P_{j,k}^{eMHP}$ [kW] - електрична снага механичке компресионе топлотне пумпе (снага компресора),

yoh_j^{MHP} [h/год.] - годишње часовно ангажовање топлотне пумпе.

4.3.8. ТРОШКОВИ ОДРЖАВАЊА

Трошкови одржавања представљају обавезне трошкове које увек треба предвидети и уврстити у математички модел. Обично се ови трошкови изражавају преко трошкова инвестиције и за технологије попут наведених, годишње износе око 2% од укупне инвестиције, па ће се у предложеном математичком моделу усвојити ова вредност.

4.3.9. ОГРАНИЧЕЊА МОДЕЛА

Како би се омогућило генерисање резултата и добило оптимално решење математичког модела, неопходно је дефинисати ограничења модела у погледу количине расположивог ресурса (у овом случају отпадне топлоте) и величина које га карактеришу (нпр. температура). Такође, потребно је дефинисати ограничења технологија и ограничења локација крајњег коришћења.

⁵ Оперативни трошкови за технологије *AHP*, *HT*, *ORC*, *KAL*, *FLASH* и *AC* се могу занемарити јер се њихова потрошња енергије углавном заснива на потрошњи електричне енергије циркулационих пумпи која је у односу на потрошњу компресора *MHP* занемарљива.

- Применом технологије k , могуће је са извора топлоте i искористити само ону количину топлоте која је мања или једнака расположивој на том извору (Једначина 4.45)

$$\sum_j \sum_k x_{i,j,k} \leq whp_i \quad \forall i \in I \quad \forall j \in J \quad \forall k \in K \quad (4.45)$$

где је:

whp_i [kWh] - расположива количина отпадне топлоте на извору i .

- Технологијом k могуће је искористити потенцијал отпадне топлоте са извора i , само ако су задовољени услови граничних температура за функционисање појединачних технологија. Граничне температуре за поједине технологије су приказане на слици 4.7. Једначинама 4.46-4.52 дефинисана су ограничења технологија у погледу температура.

$$T_{EVAP}^{MHP} \leq T^{WHS} \quad (4.46)$$

$$T_{GEN}^{AHP} \leq T^{WHS} \quad (4.47)$$

$$T_{GEN}^{HT} \leq T^{WHS} \quad (4.48)$$

$$T_{EVAP}^{ORC} \leq T^{WHS} \quad (4.49)$$

$$T_{EVAP}^{KAL} \leq T^{WHS} \quad (4.50)$$

$$T_{EVAP}^{FLASH} \leq T^{WHS} \quad (4.51)$$

$$T_{GEN}^{AC} \leq T^{WHS} \quad (4.52)$$

где је:

T^{WHS} [K] - температура извора отпадне топлоте.

Директно коришћење топлоте повлачи са собом ограничење да температура извора отпадне топлоте увек мора бити једнака или већа од температуре коју захтева процес на крајњој локацији.

- Како би се спречило физичко преклапање постројења, уводе се ограничења која дефинишу да се на једној локацији може користити отпадна топлота применом само једне од доступних технологија (Једначине 4.53-4.56).

$$\sum_j \mu_{j,k} \leq 1 \quad j \in J^{du} \quad k \in K^h \quad (4.53)$$

$$\sum_j \mu_{j,k} \leq 1 \quad j \in J^{hu} \quad k \in K^h \quad (4.54)$$

$$\sum_j \mu_{j,k} \leq 1 \quad j \in J^{ge} \quad k \in K^e \quad (4.55)$$

$$\sum_j \mu_{j,k} \leq 1 \quad j \in J^{gc} \quad k \in K^c \quad (4.56)$$

- Како би се обезбедило да количина произведене топлотне, електричне и расхладне енергије не буде већа од потреба за енергијом на крајњим локација уводи се низ ограничења у погледу максималних излазних капацитета технологија, који не смеју бити већи од потреба на крајњим локацијама.

$$\sum_j Q_{j,k}^{hu} \leq hr_k \quad j \in J^{hu} \quad k \in K^h \quad (4.57)$$

$$\sum_j E_{j,k}^{ge} \leq er_k \quad j \in J^{ge} \quad k \in K^e \quad (4.58)$$

$$\sum_j Q_{j,k}^{gc} \leq cr_k \quad j \in J^{gc} \quad k \in K^c \quad (4.59)$$

$$\sum_j Q_{j,k}^{du} \leq hr_k \quad j \in J^{du} \quad k \in K^h \quad (4.60)$$

где су:

hr_k [kWh] - годишњи захтеви за топлотном енергијом на локацији k ,

er_k [kWh] - годишњи захтеви за електричном енергијом на локацији k ,

cr_k [kWh] - годишњи захтеви за хлађењем на локацији k .

4.3.10. ФУНКЦИЈА ЦИЉА И РЕШАВАЊЕ МАТЕМАТИЧКОГ МОДЕЛА

Претходно дефинисан математички модел даје могућности за дефинисање различитих функција циља, а тиме и различитих сценарија. Функција циља је обично максимизација или минимизација економских и/или еколошких показатеља. Избор функције циља би требало да буде направљен у договору са руководиоцима предузећа и доносиоцима одлука. Доносиоци одлука одређују приоритетне критеријуме који ће бити разматрани функцијом циља. Након извршеног избора одговарајућих функција генеришу се резултати, које је у наредној фази предложене методологије неопходно детаљно анализирати, рангирати према критеријумима и донети коначну одлуку који је сценарио најприхватљивији за доносиоце одлука у предузећу.

5. ТЕСТИРАЊЕ РАЗВИЈЕНЕ МЕТОДОЛОГИЈЕ НА СТУДИЈИ СЛУЧАЈА

Методологија развијена у оквиру дисертације примењена је и тестирана кроз студију случаја, предузећа из сектора прехранбене индустрије, чија је главна делатност прерада млека и производња млечних производа. У предузећима која послују у овој грани прехранбене индустрије спроводи се низ активности усмерених на прикупљање, припрему, прераду и/или претварање, конзервирање и паковање млечних производа.

Према класификацији делатности Републике Србије, производња млечних производа је подељена на две гране:

- прерада млека и производња сирева и
- производња сладоледа.

Област за прераду млека и производњу сирева обухвата производњу млека било које врсте, производњу ферментисаних производа и производњу осушених или кондензованих млечних производа:

- производњу свежег пастеризованог, стерилизованог и хомогенизованог млека или обраду млека на високој температури,
- производња напитака од млека,
- производња павлаке,
- производња јогурта,
- производња сурутке,
- производња сира и урде,
- производња маслаца,
- производња млека у праху или кондензованог млека, заслађеног или незаслађеног,
- производња сурутке,
- производња казеина, млечног шећера (лактозе) и др.

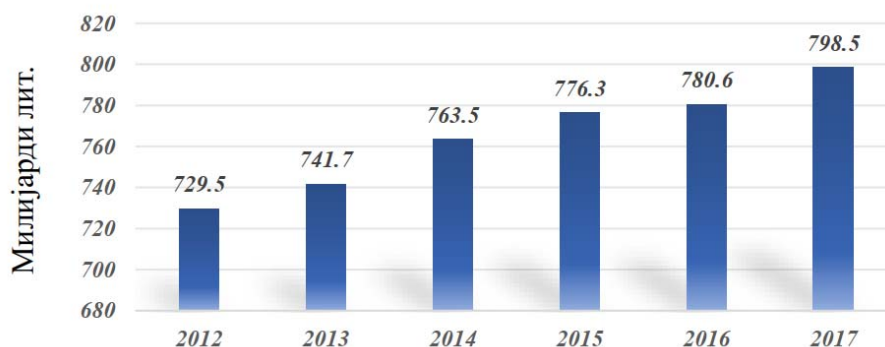
У наставку ће бити приказани трендови производње, основни технолошки процеси и стање потрошње енергије у овом сектору прехранбене индустрије.

5.1. УВОДНЕ НАПОМЕНЕ О ИНДУСТРИЈИ МЛЕКА

5.1.1. ТРЕНДОВИ ПРОИЗВОДЊЕ У СЕКТОРУ ПЕРАДЕ МЛЕКА И МЛЕЧНИХ ПРОИЗВОДА

Према доступним подацима [169], светска производња млека премашује 800 милиона тона годишње, а процењена годишња стопа раста производње у наредних десет година износиће око 1,8% (Слика 5.1). У наредних десет година, предвиђа се

порастан потрошње млечних производа по глави становника у развијеним земљама и земљама у развоју за око 1% и 1,7%, респективно.



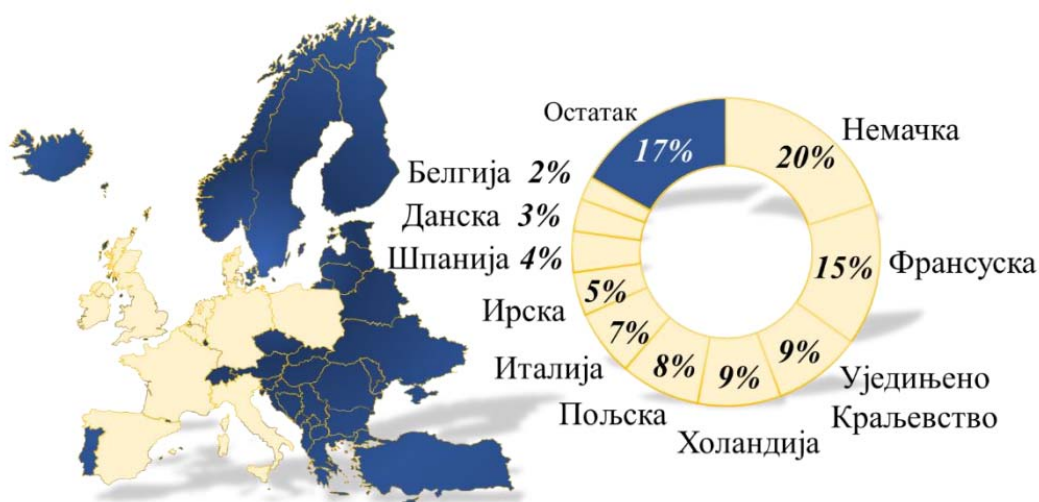
Слика 5.1. Пораст светске производње сировог млека у периоду 2012-2017. године

Кравље млеко као најдоминантнији сирови производ (82,6%), производи се на свим континентима (Слика 5.2) [170]. Од укупне количине произведеног млека у свету 33% се производи у Европи [171], а чак 24% светске производње се производи у земљама чланицама Европске Уније.



Слика 5.2. Производња сировог крављег млека у свету у 2017. години

У Европи, од укупне количине произведеног сировог млека, у 2018. години 98.9% је испоручено млекарима на даљу обраду. Најзаступљеније млеко у 2018. години је кравље млеко (97% од укупне количине сировог млека), док остатак чини комбинација овчијег, козјег и бивољег млека [4]. Земље које производе највећу количину сировог млека и готових млечних производа у последњих неколико деценија, и данас су водећи произвођачи [4]. У десет по производњи млека највећих европских земаља укупно се годишње произведе око 132 милијарде литара млека (Слика 5.3) [171].



Слика 5.3. Производња сировог крављег млека у Европи

Од млечних производа, у земљама Европске Уније највише се производе сиреви (37%), путер (29,3%) и различите врсте сладоледа (12,5%) [170]. Више од две трећине млека испорученог млекарима на даљу обраду, користи се за производњу млечних производа.

У Србији, производња млека је једна од најважнијих грана прехранбене индустрије. У овом сектору годишње се просечно произведе око 1,6 милиона тона млека, а од тога 52% се испоручи млекарима на даљу прераду [172] и према подацима Републичког завода за статистику у последњих 20 година нема значајних осцилација када је у питању годишња производња. Поред крављег млека, производи се овчије и козје млеко, са уделом од 1-2% од укупне производње.

У овом сектору у Србији послују 140 предузећа у којима је запослено око 6.000 радника [173] што представља 7% од укупног броја запослених у прехранбеној индустрији. Од укупног броја регистрованих предузећа, 30 највећих млекара имају капацитете преко 10 t млека дневно и оне укупно прерађују око 90% од укупне годишње прерађене количине млека у Србији (Табела 5.1). Осталих 110 млекара имају знатно мање производне капацитете, па се према категоризацији предузећа на основу привредног саветника сврставају у „Микро“ предузећа (број стално запослених ≤ 10 , пословни приходи ≤ 700.000 €/год.). Показатељи пословања (приходи, расходи) за 30 највећих млекара у Србији, као и годишњи трошкови енергије на основу којих су израчунати процентуални удели трошкова енергије у укупним производним трошковима, прикупљени су са званичних интернет страница и интервјуом са одговорним из предузећа. Из табеле се може видети да у структури производних трошкова, у просеку, трошкови енергије у млекарима имају удео од 5%, што је 50% мање од просека за прехранбени сектор у Србији [77]. Највећу ставку у трошковима производње представља набавка сировине 60-80% па је управо због тога највећи део прехранбене индустрије високо зависан од производних резултата у пољопривредној производњи. Упркос чињеници да трошкови енергије имају релативно мали удео у укупним производним трошковима у млекарима, због великог броја постројења која послују у овом сектору, потрошња енергије у постројењима за прераду млека има значајан удео у

укупној потрошњи енергије прехранбене индустрије. На трошкове енергије у млекарама у Србији годишње се издвоји око 20.000.000 €.

Табела 5.1. Показатељи пословања и трошкови енергије за 30 по капацитету највећих млекара у Србији [174]

Назив млекаре	Категоризација предузећа	Дневни производни капацитет постројења [т/дан]	Укупни приходи [€]	Укупни расходи [€]	Трошкови енергије [€]	Удео потрошње енергије у укупним производним трошковима [%]
АД ИМЛЕК Београд, Падинска скела	Велика	750	218.478.500	187.304.450	6.992.375	3,7
СОМБОЛЕД, Сомбор	Велика	150	54.314.242	48.154.583	1.943.992	4,0
COMPANY ВВ ДОО, Житиште	Средња	30	11.543.842	11.176.367	247.608	2,2
МЛЕКАРА ДОО, Лесковац	Средња	70	6.912.817	7.324.475	404.492	5,5
МЛЕКОПРОДУКТ ДОО, Зрењанин	Средња	100	17.971.492	17.869.683	810.000	4,5
АД МЛЕКАРА, Шабац	Средња	136	26.820.300	25.992.225	1.209.017	4,7
MEGGLE SRBIJA ДОО, Крагујевац	Средња	110	22.969.367	22.883.617	448.192	2,0
MILKOP ДОО, Рашка	Средња	80	9.087.158	8.894.675	142.150	1,6
ЕКО-МЛЕК ДОО, Каоник	Средња	50	10.732.392	10.199.733	404.150	4,0
МЛЕКАРА-УВ ДОО, Уб	Средња	50	5.146.808	4.639.992	304.017	6,6
LAZAR ДОО, Блаце	Средња	50	10.971.350	10.571.292	679.075	6,4
КУЋ COMPANY ДОО, Крагујевац	Средња	100	15.303.508	14.959.133	755.775	5,1
GRANICE ДОО, Границе	Средња	115	13.061.183	11.344.433	622.467	5,5
БИОИМЛЕК ДОО, Прибој	Мала	10	908.842	904.117	38.300	4,2
JTL ZLATIBORAC ДОО, Смедерево	Мала	10	1.247.775	1.211.108	45.425	3,8
MASTER MILK ДОО, Блаце	Мала	30	3.402.842	4.178.508	102.158	2,4
EKOFIL ДОО, Београд	Мала	50	7.011.050	6.699.700	60.483	0,9
МЛЕКАРА АД LOZNICA, Лозница	Мала	25	4.305.283	4.145.067	303.925	7,3
МЛЕКАРА ДОО РАНЧЕВО, Панчево	Мала	40	6.882.225	6.843.950	565.167	8,3
МИНАЈЛОВИЋ ДОО, Параћин	Мала	30	2.713.267	2.667.050	181.400	6,8
MILKI ДОО, Краљево	Мала	16	2.296.858	2.293.575	73.133	3,2
STARA PLANINA, Стара Планина	Мала	7	1.181.850	1.164.617	84.650	7,3
EKOMIL, Бачка Паланка	Мала	15	983.500	968.217	60.608	6,3
МЛЕКАРА GLOŽANE, Гложане	Мала	30	3.380.942	2.930.592	179.950	6,1
МЛЕКАРА MAESTRO, Сакуле	Мала	25	3.770.633	3.678.917	163.067	4,4
BENI-KOMERC, Сјеница	Мала	10	922.508	714.908	35.633	5,0
МЛЕКАРА MORAVICA, Ариље	Мала	16	2.310.717	2.298.858	175.167	7,6
JASTREBAČKI ЕКО BISERI, Крушевац	Мала	30	2.967.542	2.925.250	152.417	5,2
МАКСИ МЛЕК ДОО, Крушевац	Мала	10	945.508	987.583	38.775	3,9
SPASOJEVIĆ ДОО, Бајина Башта	Мала	15	4.216.625	4.099.725	124.983	3,0

Од свих производа од млека, у Србији, највише се производи пастеризовано млеко, затим ферментисани млечни производи и сир. У табели 5.2 приказана је производња млечних производа у Србији у периоду од 2015. до 2019. године.

Табела 5.2. Укупна производња финалних производа од крављег млека у млекарама у Србији у [t/год.]

ВРСТА ПРОИЗВОДА	ГОДИНА ПРОИЗВОДЊЕ				
	2015	2016	2017	2018	2019
Конзумно млеко	238.730	235.660	224.780	228.900	195.780
Павлака	29.620	29.710	28.130	27.420	26.190
Ферментисани млечни производи	210.590	218.670	205.480	197.480	182.520
Маслац и други жуто-масни млечни производи	4.770	3.990	3.960	4.170	4.830
Сир	40.550	44.160	49.710	52.620	51.760

Поред производње различитих врста млечних производа, основни циљ обраде млека је побољшање трајности и квалитета, за шта се користе различите методе обраде, од којих доминантно топлотни процеси. У наставку ће бити више речи о основним технолошким процесима у производњи млека и млечних производа.

5.1.2. ТЕХНОЛОШКИ ПРОЦЕСИ ОБРАДЕ МЛЕКА И ПРОИЗВОДЊЕ МЛЕЧНИХ ПРОИЗВОДА

У млекарској индустрији постоји велики број различитих метода које се користе за прераду. У зависности од разноврсности производног асортимана користе се различити технолошки процеси обраде међу којима се доминантно користе термички процеси и процеси хлађења. Углавном, процес прераде млека и производње млечних производа се састоји од пет кључних корака:

- примарна обрада млека,
- пријем и складиштење млека,
- термичка обрада млека,
- механичка обрада млека и
- паковање готових производа.

Процес примарне обраде је најважнији корак у очувању квалитета производа и обавља се на самом извору (фарми), одмах након muže. Прво се обавља цеђење млека, па се затим млеко хлади и складишти до тренутка транспорта. Остале фазе обраде обављају се у постројењима за прераду (млекарама), у којима се млеко, одмах након пријема и стандардизације хлади, након чега се према плану производње пумпама транспортује до линија производа, на којима се подвргава различитим процесима са циљем добијања готових млечних производа.

Најинтензивнији процеси у обради млека су термички процеси (термизација, пастеризација, стерилизација и кување) па ће у наставку више речи бити о овим процесима.

Термизација

Термизација је процес загревања млека на температуру испод температуре пастеризације (63-65 °C) у трајању од 15 s како би се привремено зауставио раст бактерија. Млеко се најчешће преко плочастог размењивача топлоте и преко задрживача греје на задату температуру, а затим у секцији хлађења хлади на температуру складиштења (око 4 °C). Процес термизације обично се обавља у ситуацијама када из неког разлога није могуће сву количину млека са пријема прерадити истог дана.

Пастеризација

Један од најважнијих процеса у млекарској индустрији, којем се подвргава готово сва количина млека која се прерађује је процес пастеризације. Под овим процесом подразумева се загревање млека до одређене температуре, на којој се задржава неко време, када долази до уништавања свих патогених микроорганизама. Ова врста топлотног третмана, изазива минималне промене, које утичу на хемијске и физичке особине млека (хранљиве вредности остају очуване). При процесу пастеризације млеко се у размењивачима топлоте загрева на температуру од 72-75 °C, на којој се задржава 15 до 20 s, проласком кроз задрживач. Након проласка кроз задрживач, сада већ пастеризовано млеко обично улази у секцију за рекуперацију топлоте, где се део топлотне енергије предаје долазећем млеку са знатно нижом температуром, након чега потхлађено млеко улази у секцију хлађења, где се обично хлади на температуру од 4 °C. Овакав вид пастеризације представља најчешће коришћену пастеризацију у млекарама.

Када је неопходно пастеризовати млеко за дуготрајну употребу (преко 40 дана), чешће се користи ултра – пастеризација. Поступак при којем се млеко преко размењивача топлоте или директним принципом размене („инфузија млека у пару“ или „инјекција паре у млеко“), загрева на температуру од 125 °C до 138 °C у трајању до четири секунде, након чега се брзо хлади на температуру обавезно нижу од 7 °C. Након завршеног процеса пастеризације, неопходно је складиштење пастеризованог млека у расхладним уређајима.

Стерилизација

Стерилизација је процес којим се постиже дуготрајност млека и то на собној температури, до чак 90 дана. Процес подразумева загревање млека на температуру преко 110 °C. У зависности од времена и температуре разликују се две врсте стерилизације, стерилизација у амбалажи и стерилизација у протоку, тзв. УХТ стерилизација.

Стерилизација у амбалажи може се одвијати дисконтинуално у ротирајућим или стационарним аутоклавима и континуално, где се боце у специјално конструисаним хидростатичким тунелима, транспортерима проводе кроз посебне канале, тј. секције за стерилизацију и хлађење. Код оба начина температура се обично креће у распону од 115 до 120 °C, са задржавањем око 20-30 минута.

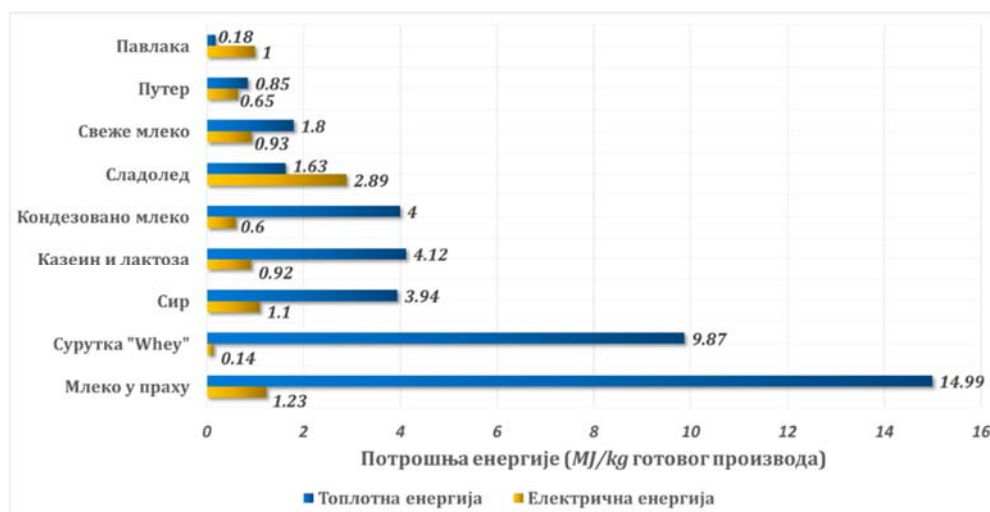
УХТ стерилизација, односно ултра високо загревање, је технологија за очување производа код које се млеко излаже кратком интензивном загревању. Температурни распон код ове врсте термичке обраде креће се од 135 до 140 °C, док

је време задржавања неколико секунди. УХТ третман је континуалан процес који се одвија у затвореном систему, чиме се спречава контаминација производа микроорганизмима и бактеријама из ваздуха.

5.1.3. ПОТРОШЊА ЕНЕРГИЈЕ У МЛЕКАРАМА

Потрошња енергије у млекарама има удео од 1-3% трошкова производње [175], док је у Србији 5% [167]. Иако трошкови енергије представљају занемарљив удео у укупним трошковима, енергетски интензитет процеса који се обављају у млекарама и укупна потрошња енергије постројења се не могу занемарити. Прерада млека представља један од најинтензивнијих сектора прехранбене индустрије [176]. Са тим у вези, постоји велики број студија у којима је разматрана потрошња енергије у млекарама [177, 178], потрошња енергије по јединици производа [167] и технологијама које се користе [179]. Највећи део енергије која се троши у млекарама користи се за термичке процесе 60-75%, а преостали део 25-40% се користи за погон пумпи, компресора, паковање и потребе за енергијом објекта (расвета, климатизација итд.), при том се као доминантни извор енергије користе фосилна горива [180]. Самим тим, млекаре су значајни емитери гасова са ефектом стаклене баште. На пример, у Великој Британији подсектор млекарства одговоран је за 10% директних емисија ових гасова и у млекарама се годишње потроши 12 PJ финалне енергије [181].

У млекарама, највећи захтеви за топлотом су за процес пастеризације и за ЦИП, док се електрична енергија доминантно користи за процесно хлађење и хлађење готових производа. Како је производни асортиман разноврстан, потрошњу енергије је најбоље анализирати преко специфичне потрошње (енергетског интензитета). Утврђивање индикатора специфичне потрошње може се користити за поређење енергетских интензитета и утврђивање ефикасности обављања процеса. На слици 5.4 приказани су индикатори потрошње енергије за поједине производе, који представљају просечне вредности за више десетина анализираних случајева [182].



Слика 5.4. Индикатори специфичне потрошње електричне и топлотне енергије за поједине млечне производе

Са слике се може видети да је највише енергије по килограму готовог производа потребно за производњу млека у праху, јер захтева процесе сушења и испаравања [179]. За производњу сира потребно је чак три пута мање енергије по килограму готовог производа. Међутим разлике у карактеристикама сировина, финалних производа, технологије обраде, радним условима, величини постројења и многим другим, могу значајно утицати на количину енергије која се троши при процесу обраде млека и производње млечних производа, па се са тим у вези индикатори потрошње за један исти производ могу значајно разликовати. Према [183] специфична потрошња топлотне енергије у млекарима се креће у границама од 129 до 3.957 kWh/t готовог производа, а за електричну енергију од 21-3.636 kWh/t готовог производа.

На процес пастеризације млека може да се потроши 17-26% од укупне потрошње енергије у постројењу [184]. При процесу производње млека у праху, најинтензивнији процеси су концентрација и сушење на које се потроши 45% и 51% укупне потрошње енергије, респективно. На пример, процес сушења распршивањем је 10 до 20 пута интензивнији од процеса сушења испаравањем. У поређењу са пастеризованим млеком, за производњу сира потребно је девет пута више воде, четири пута више сировине и три пута више енергије по килограму готовог производа [185].

У циљу смањења потрошње енергије у млекарима често се имплементирају различите мере енергетске ефикасности. Обзиром на то да постоји мноштво различитих мера које је могуће применити, у табели 5.3 приказане су мере енергетске ефикасности које се најчешће примењују у сектору прехранбене индустрије и млекарима [167]. Подаци из табеле, добијени су систематизацијом података доступних на сајту америчког Министарства за енергетику (енг. Industrial Assessment Center) [186]. На овом сајту доступни су подаци о мерама енергетске ефикасности које су имплементирани у различитим гранама индустрије и постигнутим резултатима. Све предложене мере подељене су на оне које се односе на:

- уштеду енергије у системима за производњу и дистрибуцију процесне паре,
- уштеду у системима компримованог ваздуха,
- уштеду у пумпним системима и електромоторима,
- уштеду у расхладним системима и
- уштеду у системима расвете.

Подаци приказани у табели додатно су допуњени прегледом литературе.

Табела 5.3. Мере енергетске ефикасности које се најчешће примењују у млекарима

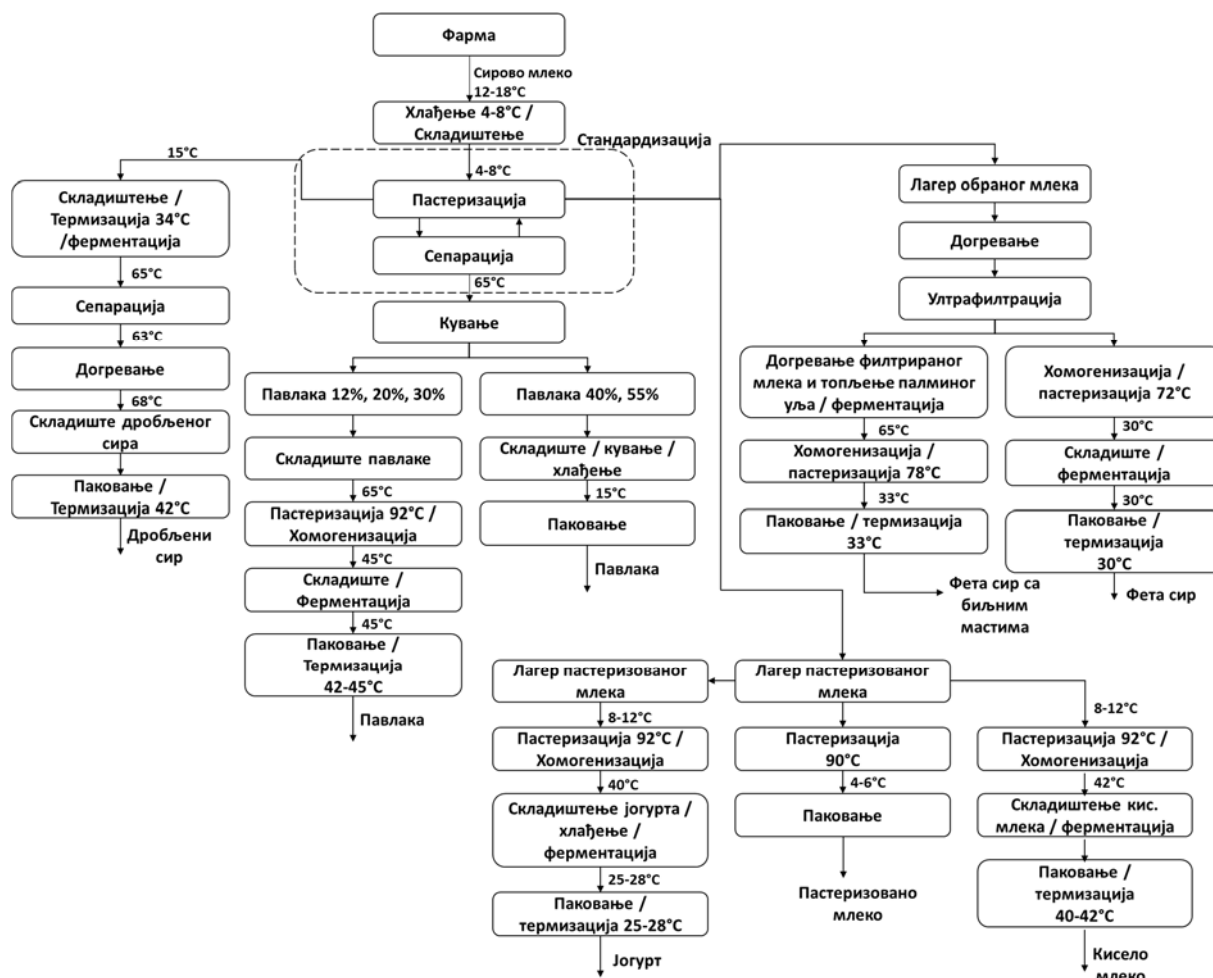
Мере енергетске ефикасности у системима за производњу и дистрибуцију процесне топлоте и паре			
Мере енергетске ефикасности	Потенцијално смањење потрошње енергије	Време повраћаја инвестиције	Литература
Поправка или замена одвајача кондензата	10%	0,52	[187]
Елиминација цурења паре		0,3	

Инсталација/поправка изолације на пароводу	5%	2	
Коришћење минималног дозвољеног притиска паре	2-5%	0,6	[187]
Коришћење топлоте димних гасова котла за загревање напојне воде котла	1-4%	0,77	
		1,5-2,7	[188]
Коришћење отпадне топлоте димних гасова	1-5%	2.1	
		2-3	[189, 190]
Побољшање контроле процеса	1.5-3%	<1	[189, 191]
Побољшање одржавања котла	5-10%	<1	[189, 191]
Побољшање изолације котла	6-26%	<1	
Инсталација система за поврат кондензата	4-10%	1-3	[187]
Мере енергетске ефикасности у системима компримованог ваздуха			
Елиминација/смањење употребе компримованог ваздуха		0,73	
Уграђивање довода ваздуха за компресор на најхладнијим местима		0,6	[192, 193]
Уклањање цурења инертног гаса из система		0,3	[193]
Побољшање контроле компресора		0,91	
	5-15%	<1	
Коришћење компресора оптималне величине		1,36	[193]
Смањење притиска у систему када нема потреба за компримованим ваздухом	2-10%		[189]
Мере енергетске ефикасности у пумпним системима и електромоторима			
Коришћење електромотора веће ефикасности		1.3	[194]
	2-10%	1-2	[189]
Коришћење фреквентних регулатора за промену броја обртаја електромотора или електромоторе са више брзина		1,3	[194]
	15-45%	2-3	[189]
Коришћење ел. мотора и пумпи оптималне величине	5-25%		[189]
Побољшано одржавање и надзор	2-10%	<1	
Мере енергетске ефикасности у системима хлађења			
Измена расхладног система тако да ради при нижим притисцима		0,8	
Изолација топлих и хладних цеви и вентила		<1	
Замена чилера расхладном кулом или економијером		4 месеца	
Побољшано одржавање и надзор	3%	<1	[189]
Мере енергетске ефикасности у системима расвете			
Коришћење енергетски ефикаснијих сијалица	50-80%	око 3,5 године	[195]

Уградња сензора присуства	10-20%	1,5	
Уградња временских прекидача у просторијама које се слабо користе	5-15%	2	
Мере домаћинског газдовања енергијом			
<ul style="list-style-type: none"> ○ Гашење апарата и уређаја ван радног времена и када није неопходан њихов рад да би се обављао процес; ○ Редовно одржавање опреме; ○ Временско померање процеса у циљу интеграције са другим процесом; ○ Редовно плаћање рачуна како би се избегло плаћање камате; ○ Временско померање процеса производње како би се умањила вршна оптерећења и тиме умањили трошкови ангажоване снаге. 			

5.2. ЕНЕРГЕТСКИ ПРЕГЛЕД МЛЕКАРЕ КОЈА ЈЕ ПРЕДМЕТ АНАЛИЗЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Млекара на којој ће бити тестирана развијена методологија, према категоризацији спада у групу средњих предузећа. Пројектовани производни капацитети анализиране млекаре су 130 t, а у протеклих неколико година просечно се дневно преради 100 t млека. У предузећу је запослено 230 радника од којих 70% у производном погону. У анализираној млекари млеко се подвргава бројним енергетски веома захтевним процесима (пастеризација, кување, сепарација, ултрафилтрација, хомогенизација, хлађење и сл.), а као резултат термичке и механичке обраде добијају се различити млечни производи (сиреви, павлаке, јогурт, кисело млеко, пастеризовано млеко, паприка у павлаци и др.). На слици 5.5 приказан је ток сировине, од пријема сировог млека до крајњег одлагања прерадом добијених млечних производа. На слици су такође приказани сви процеси који се обављају за сваки од производа са одговарајућим температурама.



Слика 5.5. Шематски приказ производних линија и токова производа анализираних млекаре

Са слике се може видети да се целокупна количина млека са пријема пре складиштења хлади на температуру од 4-8 °C. Затим се у зависности од плана производње, целокупна количина млека пастеризује и стандардизује на жељени проценат масноће. Због разноликости технологија производње, сваки од производа има сопствену производну линију. На крају производног процеса сви готови производи се одлажу у хладњачу где се хладе на температуру од 4 °C. Процес производње млечних производа подразумева низ операција међу којима доминирају процесно загревање и хлађење. Управо на ове процесе у млекарима се троши највећи део енергије. Поред тога значајан део енергије троши се за процес хомогенизације, сепарације, паковање и за погон пумпи и компресора.

У анализираној млекарни, од енергената, користе се дрвни брикети, електрична енергија и вода. Сагоревањем брикета у два котла номиналних снага од по 500 kW подмирују се готово све потребе за топлотном енергијом, како за сам производни процес тако и за загревање зграде у зимском периоду године. Потрошња брикета се прати на дневном нивоу и у просеку износи око 3 t/дан (Слика 5.6).



Слика 5.6. Месечна потрошња брикета анализиране млекаре

Обзиром на то да је обим производње константан током целе године, повећање потрошње брикета у зимским месецима је на рачун загревања зграде. Увидом у рачуне утврђено је да се за потребе грејања објекта годишње потроши 38 t брикета, што је узимајући у обзир усвојену ефикасност котла од 75% и доњу топлотну моћ коришћеног брикета од 18 MJ/kg које декларишу произвођачи, око 140 MWh топлотне енергије годишње или 3% од укупне потрошње. Осталих 97% се користи за потребе процесног загревања.

Потрошња електричне енергије у анализираном предузећу је у просеку око 200.000 kWh месечно, од чега се највећи део троши на процесно хлађење и хлађење готових производа. Мерењем потрошње сваког појединачног потрошача електричне енергије у реалним експлоатационим условима утврђене су вредности потрошње електричне енергије за сваку од фаза производње као и удели потрошње појединих електричних апарата и уређаја у укупној потрошњи енергије (Слика 5.7). За мерење је коришћен трофазни анализатор снаге (Extech 38091).

Такође за сваки од термичких процеса на свим производним линијама израчунате су вредности потребне количине топлоте. Мерењем је утврђен степен рекулперације топлоте на пастерима, и процењена је вредност топлотне енергије која се електричним конвективним грејалицама користи при процесу термизације.

Поред тога, за сваки од производа израчуната је вредност специфичне потрошње енергије по јединичној мери готовог производа. Добијени резултати приказани су у табели 5.4. и на слици 5.8. Вредности потрошње енергије, приказане у табели се односе на дневну потрошњу, тј. потрошњу за једну шаржу.

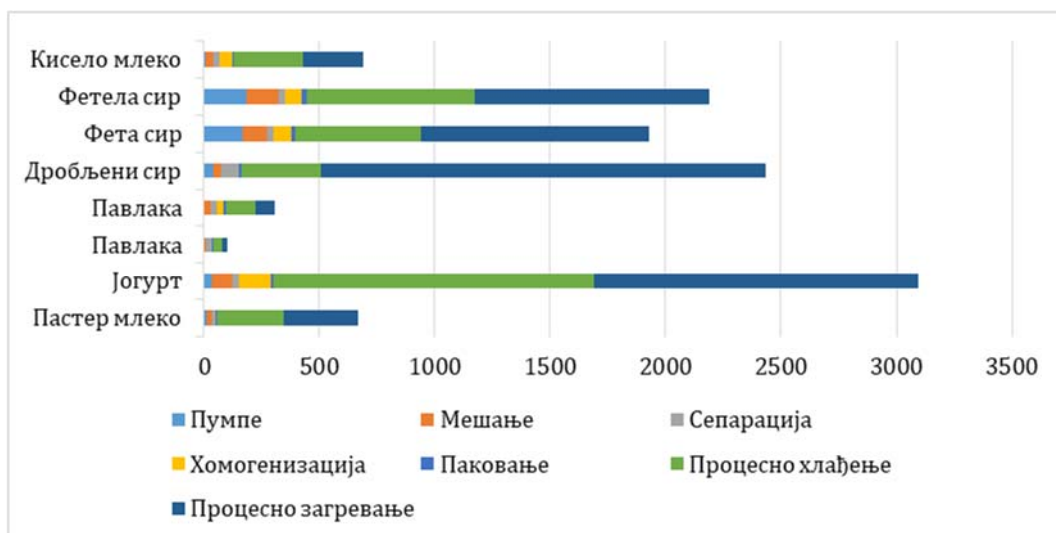


Слика 5.7. Расподела потрошње електричне енергије у анализираној млекари

Табела 5.4. Расподела потрошње енергије за сваки од производа анализиране млекаре на дневном нивоу

	Пастер млеко		Јогурт		Павлака 40-55%		Павлака 12-30%		Дробљени сир		Фета сир		Фетела сир		Кисело млеко	
	kWh	%	kWh	%	kWh	%	kWh	%	kWh	%	kWh	%	kWh	%	kWh	%
Пумпе	15	2	34	1	2,8	3	4	1	38	2	167	9	183	8	9	1
Мешање	18	3	90	3	6,8	7	26	8	35	1	109	6	142	7	34	5
Сепарација	20	3	26,7	1	26,7	26	27	9	81	3	26,7	1	26,7	1	26,7	4
Хомогенизација	/	/	140	5	/	/	30	10	/	/	75	4	72,3	3	56	8
Паковање	4,5	1	10,5	/	5,4	5	8	3	11	/	17,6	1	19,8	1	4,2	1
Процесно хлађење	288	43	1.391	45	35	35	128	42	340	20	545	28	731	33	297	43
Процесно загревање	324	48	1.404	45	24.3	24	83	27	1.927	74	988	51	1.016	47	265	38
Индикатори потрошње финалне енергије																
Специфична потрошња [kWh/kg производа]	0,0877		0,1896		0,0808		0,0971		0,612		0,6882		0,3759		0,1199	
Специфична потрошња [kWh/kg сировог млека]	0,0877		0,1824		0,0060		0,0184		0,1307		0,1835		0,1504		0,117	

У анализираној млекари, потрошња финалне енергије по килограму обрађеног млека просечно износи 0,12 kWh, док се по тони добијеног производа у просеку потроши око 0,3 kWh. Бројни аутори су поредили индикаторе потрошње енергије у различитим млекарама широм света и утврдили велике варијације у специфичним потрошњама, које указују на значајне могућности за уштеду енергије у овом сектору прехранбене индустрије [179, 196, 197]. Систематизовани подаци из више извора приказани су у табели 5.5.



Слика 5.8. Расподела потрошње енергије за сваки од производа анализираних млекарна на дневном нивоу

Табела 5.5. Специфични индикатори потрошње енергије за различите млечне производе

Млечни производ	Специфични индикатор потрошње енергије [kWh/kg производа]
Млеко	0,06-2
Јогурт и кисело млеко	0,3-0,5
Сир	0,5-1,2
Путер	0,27-0,36
Концентровано млеко	0,5
Млеко у праху	1,4-2

Потрошња воде у анализираној млекарни је у просеку око 9.000 m³ месечно, односно специфична потрошња је 3 l/l прерађеног млека. Поређења ради, просечне вредности специфичне потрошње воде у млекарнама се крећу у границама од 0,5 до 6 (Табела 5.6) [167].

Табела 5.6. Просечне вредности специфичне потрошње воде у млекарнама

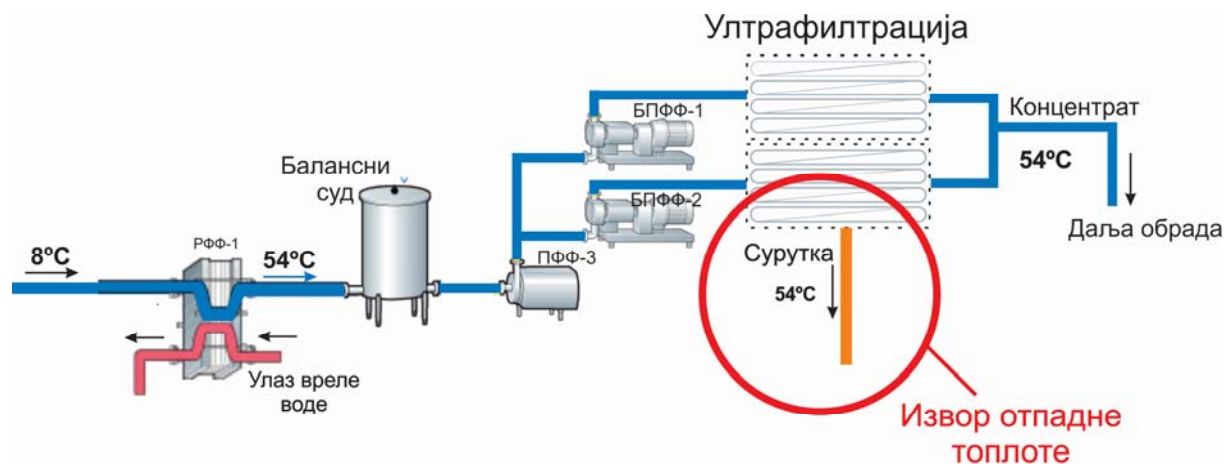
Држава	Специфична потрошња воде (литара воде/литара сировог млека)		
	Пастер. млеко	Сир и протеински производи	Млеко у праху, сир и пастеризовано млеко
Шведска	0,98-2,8	2,0-2,5	1,7-4,0
Данска	0,6-0,97	1,2-1,7	0,69-1,9
Финска	1,2-2,9	2,0-3,1	1,4-4,6
Норвешка	4,1	2,5-3,8	4,6-6,3
Пољска	0,5-0,75	2,22	1,8-5,3
Аустралија	1,05-2,21	0,64-2,9	0,7-2,7
Канада	/	1,0-5,0	/

5.3. МАПИРАЊЕ ИЗВОРА ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ И КРАЈЊИХ КОРИСНИКА

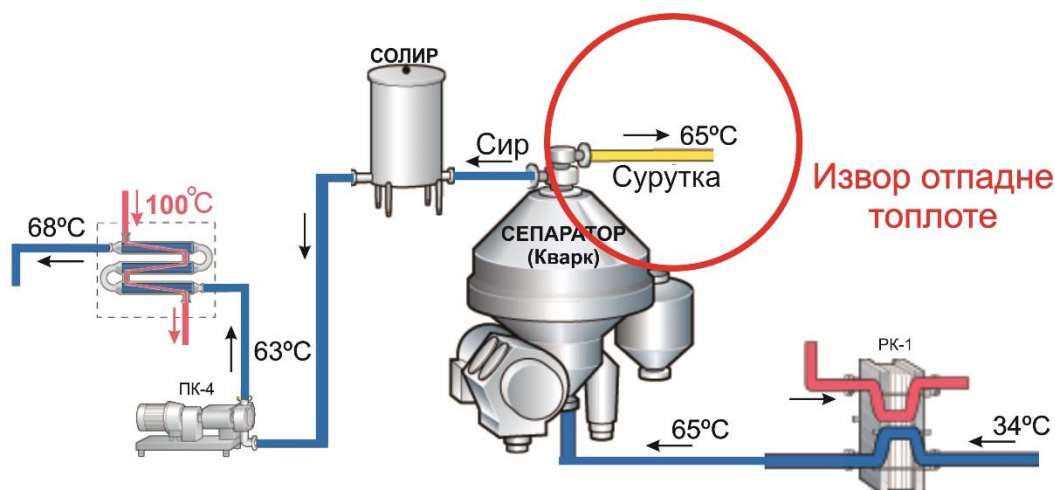
Мапирање локација, потенцијалних извора отпадне топлоте треба почети прегледом типичних извора топлоте за анализирано постројење. Неки од најчешћих извора отпадне топлоте у прехранбеној индустрији и млекарама су већ приказани у табелама 4.1-4.4. У анализираној млекари 60% потрошње електричне енергије се користи за процесно хлађење, па кондензатори расхладних машина представљају кључне локације са потенцијалом за коришћење отпадне топлоте. Такође, детаљном ревизијом постројења као потенцијални извори отпадне топлоте које треба детаљно размотрити и утврдити њихов квалитет и могућности прикупљања топлоте мапирани су:

- компресори расхладних машина,
- компресори за компримовани ваздух,
- чилери,
- димни гасови котла.

Детаљном анализом сваке од производних линија, утврђено је постојање процесне топлоте на линији за производњу Фета сира, сира са биљним мастима (Фетела) и дробљеног (Кварк) сира. На линији Фете и Фетеле, при процесу филтрације одваја се сурутка на температури од 54 °C (Слика 5.9), чија се топлота не користи. Такође, на производној линији дробљеног сира при процесу сепарације, одваја се сурутка температуре 65 °C (Слика 5.10).

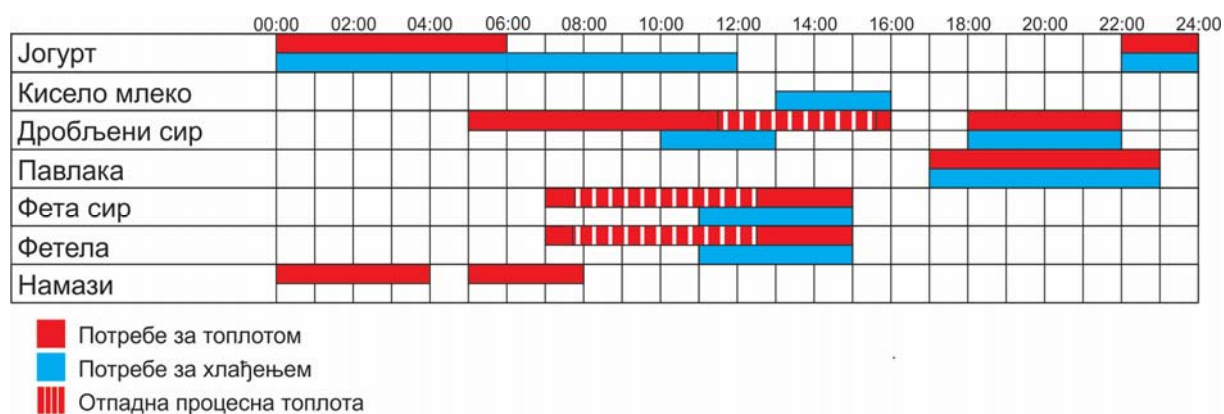


Слика 5.9. Део производне линије за производњу Фета сира



Слика 5.10. Део производне линије за производњу дробљеног сира

Обзиром на то да је енергетски најефикасније отпадну топлоту директно користити, како би се утврдиле могућности директне употребе неопходно је испитати временску расположивост извора отпадне топлоте и временско подударање са потребама за топлотом у процесу. На слици 5.11 приказано је временско ангажовање и време обављања термичких процеса за сваки од производа анализираних млекаре.



Слика 5.11. Дневно ангажовање и потребе за топлотом и хлађењем на производним линијама

Са слике се може видети да је у периоду од 7:30 до 12:30 h, доступна одређена количина отпадне топлоте на линији за производњу Фета сира. У истом временском периоду постоји потреба за топлотом при процесу догревања ферментисаног полупроизвода на линији дробљеног сира, на којој се нешто касније у фази сепарације, одваја сурутка на температури од 65 °C, чија се топлота такође не користи. Први услов, временско преклапање извора отпадне са потребама на процесним локацијама је у овом случају испуњен па је у циљу утврђивања могућности за интеграцију процеса неопходно утврдити да ли је задовољен услов у погледу нивоа температуре и количине топлотне енергије.

Отпадна топлота са компресора, са кондензатора расхладних машина, и из димних гасова је константно на располагању. Ангажовање компресора, хладњача и котлова је 24 h дневно 365 дана у години. У тексту који следи биће утврђене:

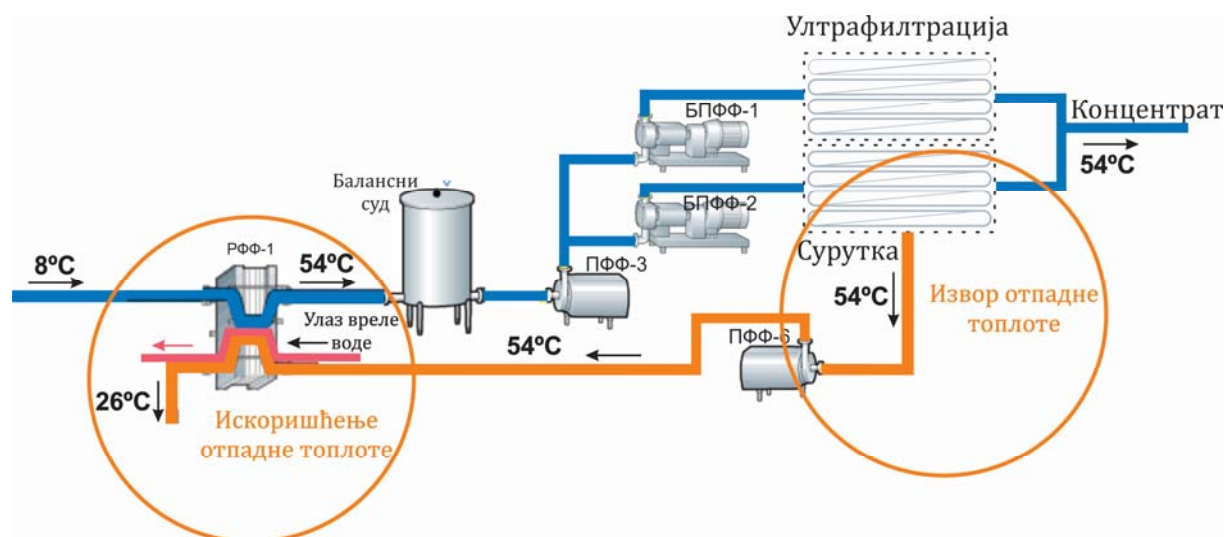
- количина расположиве отпадне топлоте и температурни нивои свих претходно мапираних извора отпадне топлоте,
- захтеви корисника за топлотном енергијом одговарајуће температуре.

5.4. ПРОЦЕНА КОЛИЧИНЕ И КВАЛИТЕТА ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ

5.4.1. ПРОЦЕСНА ОТПАДНА ТОПЛОТА

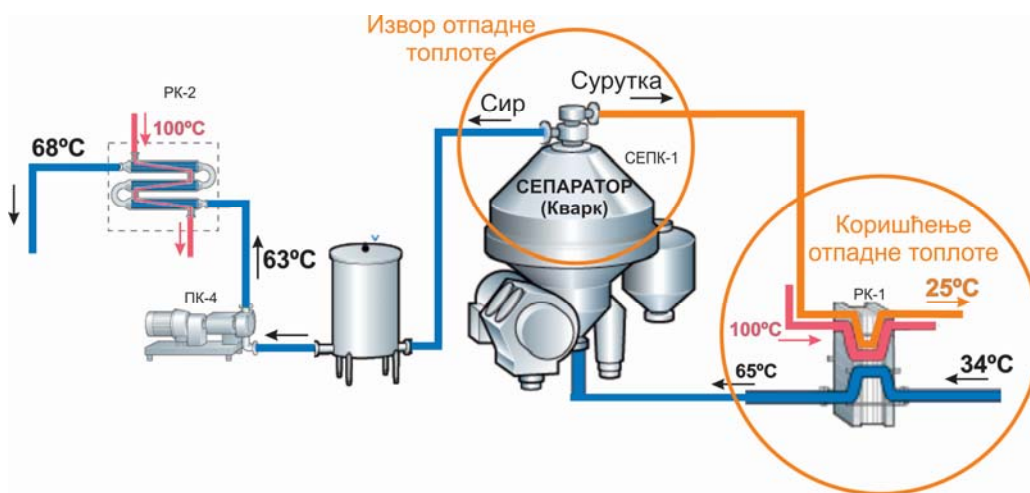
У анализираној млекарни, процесна отпадна топлота се јавља на две производне линије, линији Фете и Фетеле и линији дробљеног сира. Као што је претходно утврђено, постоји временско поклапање ових извора топлоте са захтевима за топлотом, па ће у наставку бити утврђен потенцијал искоришћења ових извора.

На линији Фете и Фетеле, у трајању од 6 h, сваког дана процесом ултрафилтрације, издваја се сурутка са протоком од 2.000 l/h, на температури од 54 °C. Коришћењем једначине 4.6 израчунато је да је количина енергије коју је могуће искористити директно за предгревање млека преко размењивача топлоте непосредно пре процеса ултрафилтрације око 390 kWh. При том је као крајња температура сурутке узимајући у обзир температуру и проток млека кроз размењивач усвојена вредност 25 °C. Усвојена средња вредност специфичне топлоте за ове температурне интервале је $c_p = 4,09 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$. На овај начин би се део енергије неопходне за подизање температуре млека са 8°C на температуру захтевану процесом (54 °C) подмирио коришћењем отпадне топлоте. Како је за предгревање целокупне количине млека (једну шаржу - 20 t) потребно око 1.060 kWh топлотне енергије, рекуперацијом отпадне топлоте уштедело би се 36,8% топлотне енергије (Слика 5.12).

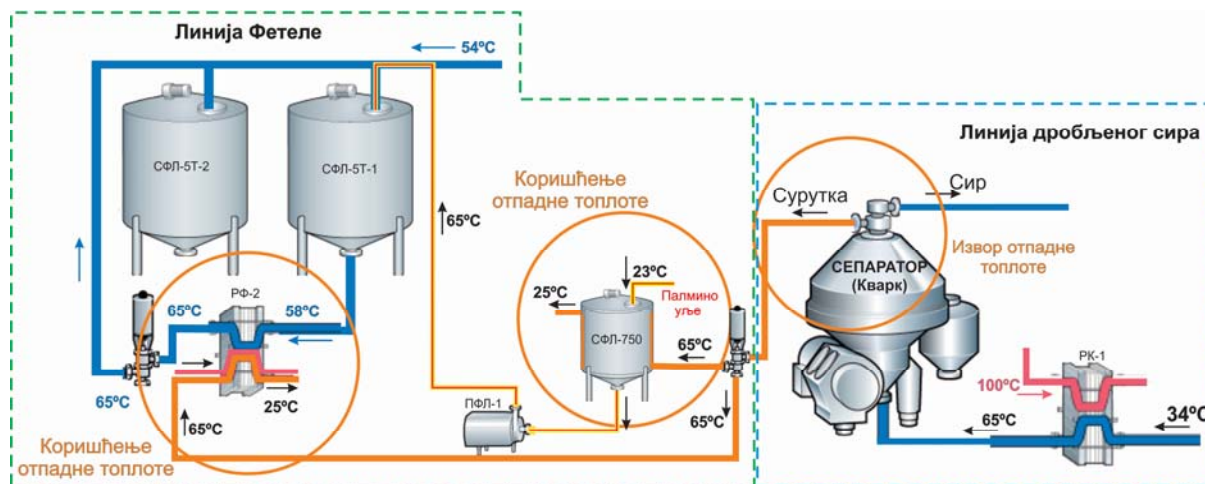


Слика 5.12. Предложено решење за искоришћење отпадне топлоте на линији за производу Фете и Фетеле

На линији дробљеног сира сваког дана у трајању од 4 h, при процесу сепарације, такође се одваја сурутка. Температура сурутке је 65 °C, а укупна дневна количина је око 18 t. Количина енергије која је доступна из овог извора топлоте је, ако се рачуна за потхлађивање на 25 °C око 820 kWh, што је еквивалентно топлотној снази од 200 kW, доступној четири часа дневно. Анализирајући дневне временске потребе за топлотном енергијом, закључено је да поред могућности искоришћења овог извора на сопственој производној линији (Слика 5.13), постоји преклапање са линијом за Фетелу у фази загревања (топљења) палминог уља са 23 °C на 65 °C и догревања сира са 58 °C на 65 °C (Слика 5.14). На овај начин би целокупна неопходна количина енергије (око 40 kWh) потребна за процес топљења палминог уља била подмирена, као и један део топлоте потребне за догревање сира. Међутим, интеграцијом спроведеном на овај начин се не би искористио целокупни потенцијал енергије из извора отпадне топлоте, па је у том смислу коришћење у оквиру исте производне линије прихватљивије решење.



Слика 5.13. Предложено решење за искоришћење отпадне топлоте на линији за производу дробљеног сира



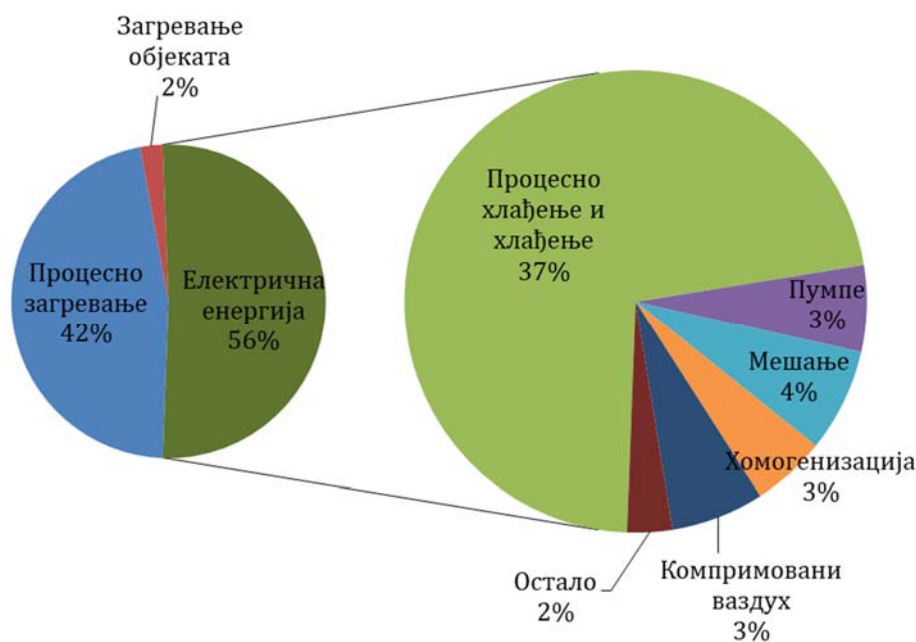
Слика 5.14. Предложено решење за искоришћење отпадне топлоте са линије дробљеног сира на линији Фетеле

Без обзира на то што је отпадну топлоту најеконичније користити директно на истој производној линији или у неком од процеса, математичком оптимизацијом

могуће је добити другачији сценарио од два претходно предложена, у зависности од функције циља. Из тог разлога, извори процесне отпадне топлоте ће и поред предложених решења за искоришћење бити предмет математичке оптимизације.

5.4.2. ОТПАДНА ТОПЛОТА ДОСТУПНА НА КОНДЕНЗАТОРИМА РАСХЛАДНИХ МАШИНА

У анализираној млекари, 37% од укупне потрошње финалне енергије се троши на процесно хлађење и хлађење готових производа (Слика 5.15). За ове процесе користе се компресорски расхладни уређаји код којих је радни флуид фреон. Код ових уређаја целокупна количина енергије која се одведе са стране испаривача (из производа који се хладе или из процеса), увећана за вредност уложене енергије за рад компресора, доступна је на кондензатору. У анализираној млекари сва топлота која је доступна на кондензаторима расхладних уређаја је неискоришћена (отпадна топлота), па су са тим у вези, они мапирани као извори отпадне топлоте са великим потенцијалом за искоришћење.



Слика 5.15. Структура потрошње финалне енергије у анализираној млекари

5.4.2.1. ПОТЕНЦИЈАЛ ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ СА КОНДЕНЗАТОРА ХЛАДЊАЧЕ

Сви производи се након паковања на производним линијама, привремено (до испоруке) смештају у хладњачу где се у року од највише 5 сати хладе на температуру од 5-8 °C. Време потребно за хлађење производа условљено је технологијом, а пројектована снага испаривача је око 200 kW.

Дневне количине готових производа које се смештају у хладњачу са температурама и количином расхладне енергије неопходне за хлађење на задату температуру (8

°C) приказане су у табели 5.7. Из табеле се може видети да је дневна производња млечних производа око 50 тона. У табели нису приказани подаци о дневним количинама пастеризованог млека јер се оно не смешта у хладњачу.

Коришћењем једначине 4.4 за сваки од производа израчуната је количина енергије која је потребна за хлађење, а која за све производе који се на дневном нивоу унесу у хладњачу износи 1.395 kWh/дан.

Табела 5.7. Дневне количине готових производа и енергија потребна за хлађење истих на температуру од 8 °C

Производ	Маса производа [kg/дневно]	Температура производа [°C]	Специфична топлота [kJ/kg°C]	Енергија која је потребна за хлађење [kWh]
Фетела	6.800	35	3,27	166,8
Фета	3.200	30	3,27	64
Дробљени сир	4.700	68	3,5	274,2
Јогурт	20.000	26	3,65	365
Кисело млеко	7.000	41	3,5	224,6
Павлака 40 и 50%мм	1.500	15	3,51	10,2
Павлака 12 и 20%мм	3.800	45	3,55	138,7
Намази	2.500	70	3,52	151,6

Расхладни систем хладњаче чине три централе са по три компресора, укупне номиналне снаге 117 kW. Коришћењем једначине 5.1 израчуната је вредност коефицијента перформанси расхладног уређаја ($COP=1,7$) који фигурише у једначини 5.2, за прорачун расположиве топлотне снаге на кондензатору [38].

$$COP_{RU} = P_{RU}^{EVAP} / P^{COMP} \quad (5.1)$$

где су:

COP_{RU} [-] - коефицијент перформанси расхладног уређаја,

P_{RU}^{EVAP} [kW] - расхладна снага испаривача,

P^{COMP} kW] - снага компресора.

$$P_{Out}^{COND} = 0.7 \cdot (1 + COP_{RU}) \cdot P^{COMP} \quad (5.2)$$

где је:

P_{Out}^{COND} [kW] - расположива топлотна снага на кондензатору.

Обзиром на то да је немогуће целокупну теоријски добијену количину енергије на кондензатору искористити, усвојен је степен искоришћења од 70%. На овај начин израчуната је топлотна снага на кондензатору расхладног уређаја хладњаче у

анализираној млекари (221 kW). Процењена количина отпадне топлоте која је на дневном нивоу доступна на кондензатору је око 5.300 kWh при температури од 55 °C. Температура је усвојена на основу мерења, препорука и искуствено.

5.4.2.2. ПОТЕНЦИЈАЛ ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ СА КОНДЕНЗАТОРА РАСХЛАДНОГ УРЕЂАЈА ЗА ПРОЦЕСНО ХЛАЂЕЊЕ

Процесно хлађење у анализираној млекари обавља се готово на свим производним линијама, што је детаљно објашњено у 5.5. Радни флуид којим се преко плочастих размењивача топлоте одводи топлота из сировине која се хлади је вода температуре 0-4 °C. Сви процеси са потребама за хлађењем се снабдевају леденом водом из два базена укупне запремине 50 m³. Укупна инсталисана снага компресора расхладних уређаја којима се хладе базени „ледене воде“ је 120 kW.

Дневне потребе за процесним хлађењем су око 4.700 kWh расхладне енергије, а снаге испаривача су 2x200 kW. На основу свих наведених величина израчуната је вредност коефицијента перформанси расхладних уређаја COP=3,3 и топлотне снаге која је доступна на кондензаторима, и која износи 363 kW, укупно. Усвојена вредност температуре отпадне топлоте је 55 °C. Процењена количина топлоте која је на дневном нивоу доступна на кондензаторима расхладних машина за процесно хлађење је 5400 kWh.

5.4.3. ОТПАДНА ТОПЛОТА КОМПРЕСОРА

У млекари која је предмет анализе, удео од 8% у потрошњи електричне енергије чини потрошња компресора за компримовани ваздух, који се користи на свим производним линијама, за погон пнеуматских вентила, за потребе пакерица, итд. Укупна инсталисана снага два компресора је 67 kW, с тим да се компресор снаге 37 kW користи константно, а по потреби пресостат укључује и други компресор снаге 30 kW. Према [38] чак 90% енергије компресора су губици, а процењени потенцијал за искоришћење отпадне топлоте компресора је 70% од укупне количине енергије коју компресор троши. Обзиром на то да је у анализираној млекари дневна потрошња компресора око 540 kWh, процењена количина отпадне топлоте коју је могуће искористити са овог извора је 378 kWh/дан. Температура отпадне топлоте са компресора је процењена на основу искуства и усвојено је 60 °C.

5.4.4. ОТПАДНА ТОПЛОТА ИЗДУВНИХ ГАСОВА КОТЛА НА БИОМАСУ

Као што је већ поменуто, енергија неопходна за обављање различитих термичких процеса у анализираној млекари доминантно се обезбеђује сагоревањем брикета у два котла номиналних снага од по 500 kW. Користе се два идентична котла која су спрегнута каскадно, чије су ефикасности према декларацији произвођача (Центрометал) преко 75%. Ови котлови нису намењени за индустријску употребу већ их произвођач декларише као котлове намењене за системе централног

грејања. Према препоруци произвођача температура полазне воде не би требало да прелази 90 °C, а максимална дозвољена температура је 100 °C. У анализираној млекари, температура полазног вода котлова због потреба процеса готово увек је на горњој граници дозвољене температуре, а често и 3-5 °C виша. Поред тога, мерењем је утврђено да је температура издувних гасова котлова виша од пројектоване и препоручене од стране произвођача и креће се у границама од 250-270 °C. Све ово негативно утиче на ефикасност производње топлотне енергије, која је према проценама мања од 60%.

Са тим у вези постоји могућност искоришћења отпадне топлоте димних гасова, а количина енергије која је доступна и ниво температуре добијени су мерењем и прорачуном према једначини 4.4.

Према препоруци произвођача котлова минимална вредност температуре издувних гасова је 150 °C, како би се спречила кондензација, а тиме и нарушавање рада котла и оштећење размењивача топлоте (економајзера) [198].

Како би се утврдила вредност количине отпадне топлоте из димних гасова, према једначини 4.4 неопходно је утврдити вредност масеног протока издувних гасова и специфичну топлоту.

Проток је добијен на основу прорачуна потребне количине ваздуха за потпуно сагоревање и усвојене вредности вишка ваздуха (Једначина 5.3), обзиром да су ова два протока једнака [199].

$$L_s = \frac{2,667 \cdot C^r + 8 \cdot H^r + S^r - O^r}{0.23} \cdot \lambda \quad (5.3)$$

где су:

L_s [kg ваздуха/kg брикета]	- стварна масена потрошња ваздуха за сагоревање,
C^r [-]	- масени удео угљеника у брикетима,
H^r [-]	- масени удео водоника у брикетима,
S^r [-]	- масени удео сумпора у брикетима,
O^r [-]	- масени удео кисеоника у брикетима,
λ [-]	- коефицијент вишка ваздуха.

Према декларацији произвођача брикета хемијски састав и удели појединих елемената у брикетима су: угљеник (50%), кисеоник (42%), водоник (6%), сумпор, азот и др. (2%)

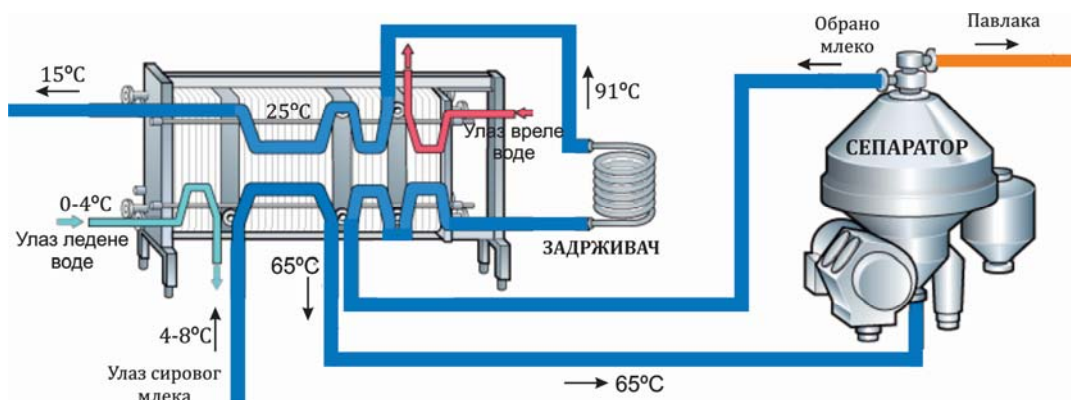
Како је потрошња брикета око 3 t/дан., тј. 0,0347 kg/s, добијена вредност протока димних гасова је 0,1215 kg/s. Усвојена вредност специфичне топлоте за опсег температуре од 150 °C до 250 °C за димне гасове котлова на биомасу је 1 kJ/kg°C [200]. Топлотна снага добијена на овај начин и израчуната за потхлађивање од 85

°C је 10,3 kW. Обзиром на то да су котлови идентични, потенцијал отпадне топлоте који је на дневном нивоу доступан је око 490 kWh топлотне енергије на температури од 120-140 °C. Директном употребом прикупљене отпадне топлоте (интеграцијом са системом за дистрибуцију вреле воде) остварила би се уштеда од 3,2% у потрошњи топлотне енергије. Поред тога, температурни ниво овог извора отпадне топлоте испуњава услове за примену неке од технологија за генерисање електричне енергије или хлађења.

5.5. ЗАХТЕВИ ЗА ТОПЛОТНОМ ЕНЕРГИЈОМ И ХЛАЂЕЊЕМ КРАЈЊИХ КОРИСНИКА

Око 70% од укупне потрошње енергије у анализираној млекарни чине различити облици процесног загревања и хлађења. На свакој од 8 производних линија постоји потреба за процесним загревањем и/или хлађењем. Целокупна количина млека која се на дневном нивоу преради (100 t/дан.) пре складиштења се подвргава процесу хлађења. Количина енергије која је неопходна за обављање овог процеса је 1.080 kWh. Такође, целокупна количина млека пре складиштења на производним линијама се подвргава процесу пастеризације (Слика 5.16). У зависности од захтева технологије пастеризација се врши загревањем млека на температуру од 72 °C или 91 °C (линија дробљеног сира), и хлађењем на температуру коју захтева технологија производње, 8-12 °C или 15 °C (линија дробљеног сира). Количина енергије која је потребна за пастеризацију целокупне количине млека је 1.565 kWh топлотне енергије и 1.316 kWh расхладне енергије, тј. потребни капацитети грејања и хлађења су 150 kW и 130 kW, респективно. Ефективност рекулперације топлоте на пастеру је 80%.

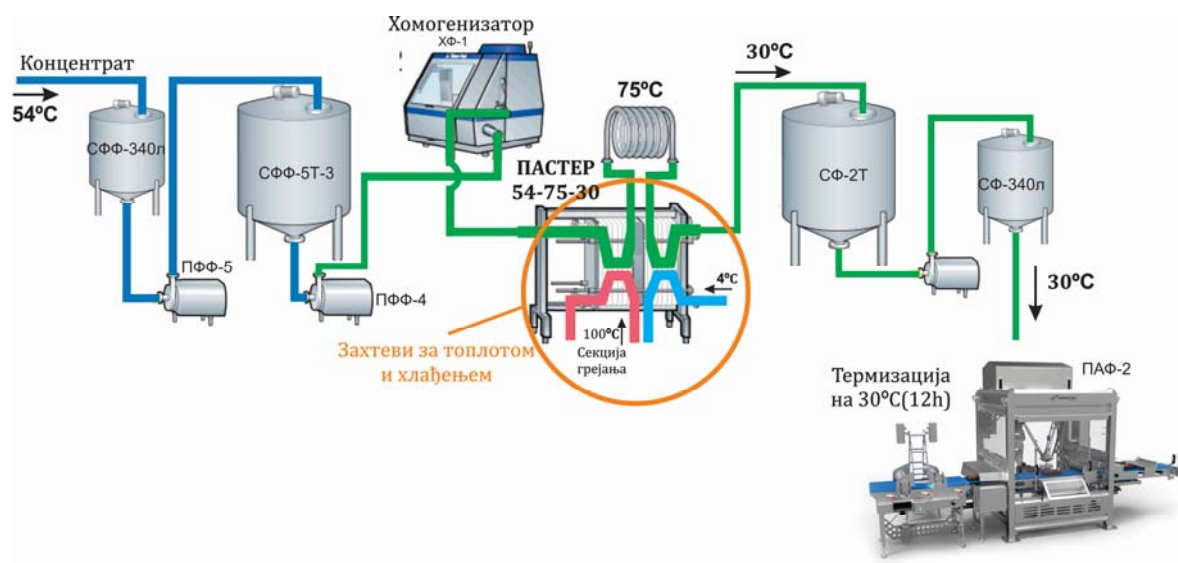
У првој секцији пастера, врши се предгревање млека, разменом топлоте са већ пастеризованим млеком (рекулперација топлоте). На уласку у прву секцију сирово млеко је температуре 4-8 °C, а на изласку је загрејано на 65 °C. Загрејано млеко даље се транспортује до сепаратора, којим се обирају млечне масти и врши стандардизација млека на жељени проценат масноће. Са сепаратора, стандардизовано млеко се враћа на пастер где се пастеризује најчешће на 72 °C, а затим преко секције рекулперације и хлађења хлади на 15 °C и дистрибуира даље ка производним линијама. На свакој од производних линија млеко се бар још једанпут подвргава процесима који захтевају топлотну енергију или хлађење. У наставку ће бити квантификовани сви топлотни захтеви и захтеви за хлађењем за сваку од производних линија анализираних млекарне.



Слика 5.16. Процес стандардизације млека

5.5.1. ПРОИЗВОДНА ЛИНИЈА ФЕТА СИРА

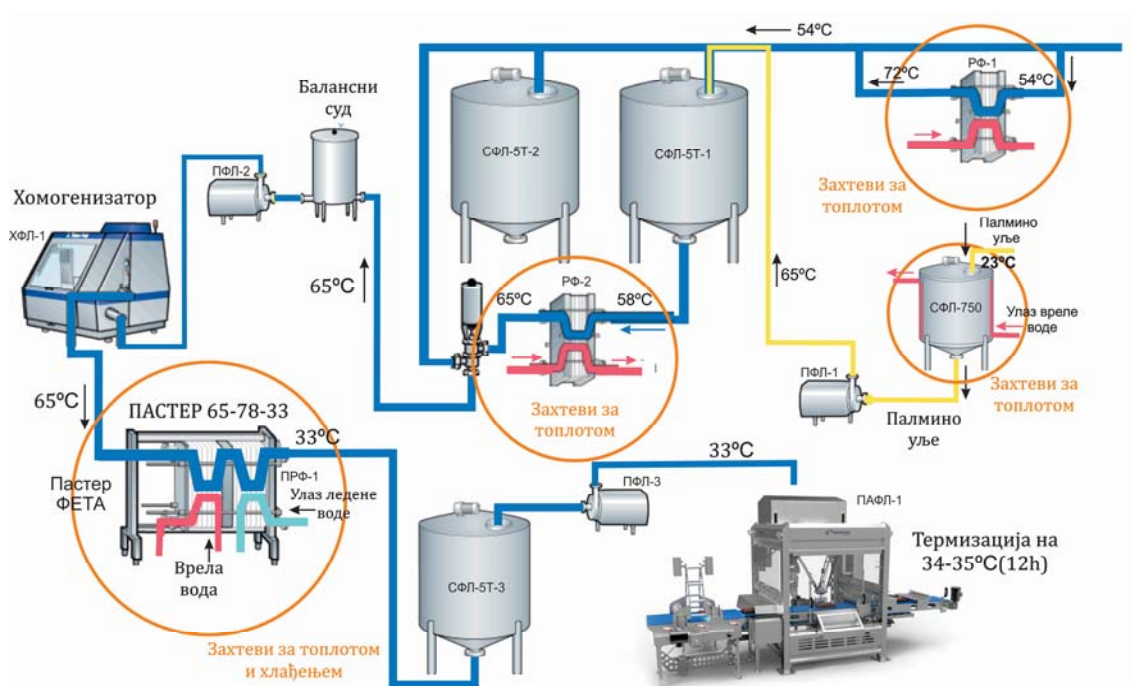
У анализираној млекарни дневно се у просеку произведе око 3,2 тоне Фета сира. Процесом филтрације из 12 т млека издваја се концентрат који се на температури од 54 °C складишти у суду од 5 т (Слика 5.17). Концентрат се затим хомогенизује и у пастеру загрева на температуру од 75 °C. Количина енергије која је потребна за загревање 3,2 т концентрата је 100 kWh. Након проласка кроз задрживач, концентрат се хлади на 30 °C и смешта у суд за пастеризовани концентрат. За процес хлађења неопходна је расхладна енергија од 214 kWh. У суду се врши засејавање и мешање, након чега се концентрат шаље на паковање. Запаковани производ је неопходно 12 h држати на температури од 30 °C (процес термизације), након чега се одлаже у хладњачу. Процес термизације, одвија се у термо комори која се загрева електричним конвективним грејалицама. На приказаној производној линији, постоје захтеви за топлотом и хлађењем при процесу пастеризације, па је ова локација мапирана као потенцијални корисник „опорављене“ енергије из извора отпадне топлоте.



Слика 5.17. Производна линија Фета сира

5.5.2. ПРОИЗВОДНА ЛИНИЈА ФЕТЕЛЕ

На производној линији Фетеле, од укупно 6,8 t концентрата добијеног филтрацијом млека, прве 4 t се складиште на температури од 54 °C, након чега се мешају са 750 kg растопљеног палминог уља температуре 65 °C (Слика 5.18). Целокупна маса температуре 58 °C константно циркулише кроз размењивач топлоте (ПФ-2) где се загрева на 65 °C. Након постизања жељене температуре поменута мешавина се хомогенизује, а затим пастеризује на 78 °C и хлади на 33 °C. У исто време осталих 2,8 t концентрата се пре складиштења и мешања са палминим уљем преко размењивача (ПФ-1) загрева на 72 °C. Када се прва тура пастеризује и складишти у суд за засејавање, почиње процес мешања 300 kg палминог уља са другом туром концентрата. Прва тура се засејава и меша, а одмах потом и пакује. Запаковани производи се одлажу у термо-комору. Процес термизације се одвија на температури од 35 °C у трајању од 12 h. Након завршетка прве туре, пастеризује се, засејава и пакује друга тура. На крају процеса термизације, свих 8 t готовог производа се складишти у хладњачи где се хладе са 35 °C на 8 °C.



Слика 5.18. Производна линија Фетеле

Из свега наведеног може се закључити да на производној линији Фетеле постоје 4 локације са захтевима за топлотном енергијом и једна са захтевом за хлађењем. Енергија која је потребна за процесно загревање и хлађење за сваки од процеса на овој производној линији је приказана у табели 5.8.

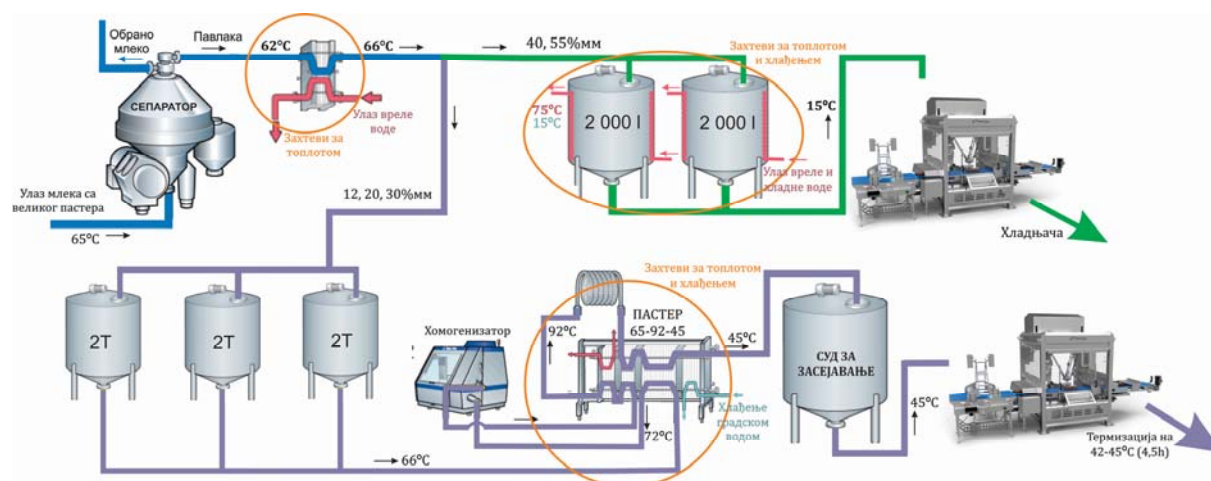
Табела 5.8. Захтеви за топлотом и хлађењем на линији за производњу Фетеле

Производ	Количина загреване/ хлађене материје [kg]	Почетна температура [°C]	Захтевана температура [°C]	Специфична топлота [kJ/kg°C]	Захтеви за топлотом [kWh]	Захтеви за хлађењем [kWh]
Загревање друге туре	2.800	54	72	3,7	51,8	-
Топљење палминог уља	1.060	23	65	2,15	26,6	-
Загревање прве туре	4.750	58	65	3,2	29,5	-
Пастеризација	8000	64	78	3,2	99,56	320
		78	33			

5.5.3. ПРОИЗВОДНА ЛИНИЈА ПАВЛАКЕ

Као што је већ објашњено у 5.5, целокупна количина млека која се дневно преради се стандардизује на жељени проценат масноће. Обрано млеко се враћа на пастеризацију, а павлака која се одвоји сепарацијом се догрева на 66 °C, и у зависности од процентуалног удела млечне масти у павлаци, усмерава ка једној од две линије (Слика 5.19). Павлака са 40 и 50%мм се складишти у два суда са дуплим зидовима између којих по потреби струји топла или хладна вода. У судовима се павлака загрева на 75 °C, након чега се „леденом“ водом хлади на температуру паковања (15 °C). Готови производ се потом смешта у хладњачу. Просечна дневна производња пуномасне павлаке је 0,8 t. Енергија која је потребна за загревање 800 kg павлаке са 65 °C на 75 °C је 4,2 kWh, док је за хлађење потребно 25,3 kWh/дан.

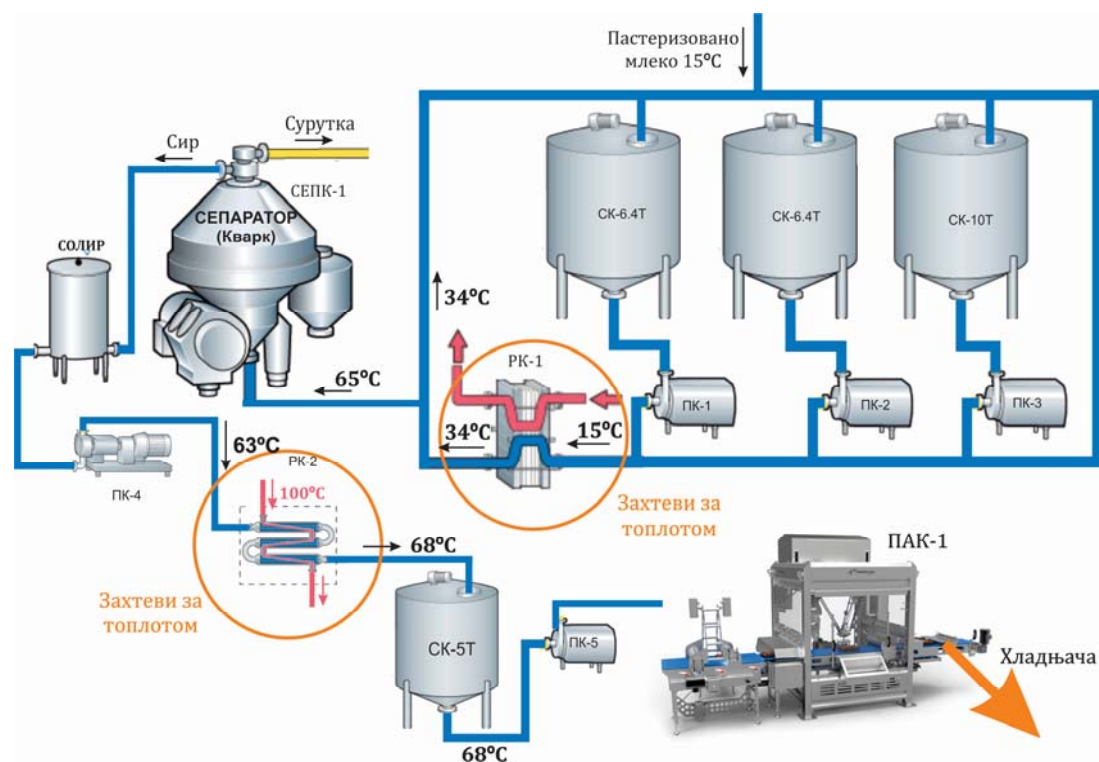
Са друге стране, ако је проценат млечних масти мањи (12, 20 или 30%мм) павлака се хомогенизује и пастеризује на 92 °C, након чега се хлади на 45 °C. Пастеризована павлака се складишти у суд за засејавање, у ком се врши мешање са културом а одмах након тога се врши паковање. Запаковани производ се одлаже у термокомору у којој се одвија термизација у трајању од 4,5 h. На овом делу линије павлаке, павлака се пастеризује преко размењивача топлоте са рекуперацијом чиме је потрошња топлотне енергије сведена на минимум. У секцији хлађења павлака се хлади водом из градског дистрибутивног система. Потрошња енергије за загревање дневне количине производа (9 t) је 57,6 kWh, док је за хлађење потребно 144 kWh.



Слика 5.19. Линије за производњу павлаке

5.5.4. ПРОИЗВОДНА ЛИНИЈА ДРОБЉЕНОГ СИРА (КВАРК)

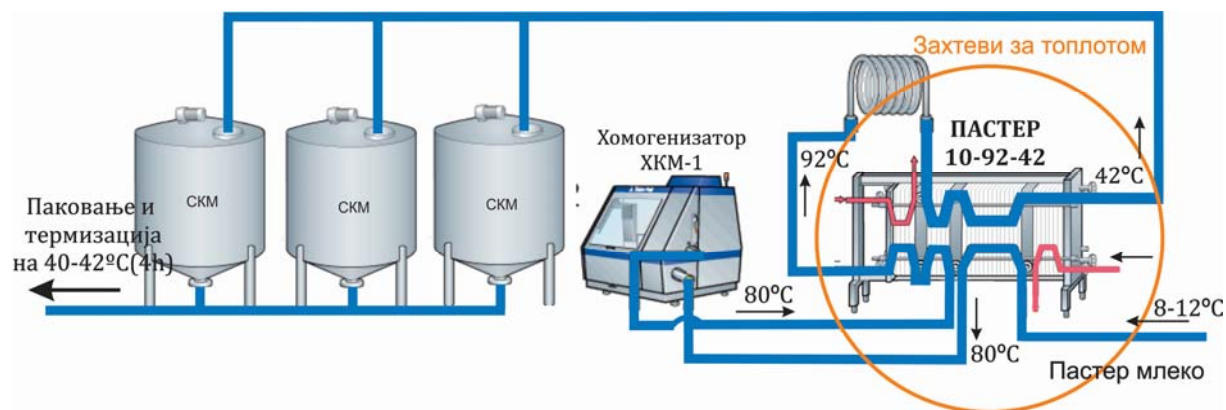
На линији дробљеног сира дневно се произведе 4,5 тоне овог производа. Млеко пастеризовано на 91 °C и охлађено на 15 °C се складишти у три суда. Центрифугалним пумпама врши се рецикулација млека које се преко размењивача топлоте загрева на 34 °C. Након постизања задате температуре врши се засејавање и мешање млека у судовима. У наредних 6-10 часова, млеко ферментише, а затим се поновном рецикулацијом преко размењивача загрева на 65 °C. Када се постигне задата температура отпочиње процес сепарације при којем се из ферментисаног полупроизвода издвајају сир и сурутка. Од укупне масе ферментисаног полупроизвода (22,5 t), издваја се 18 t сурутке на температури од 65 °C, која се не користи (објашњено у 5.4.1). Након сепаратора сир се соли и додатно загрева преко цевног размењивача на температуру паковања (68 °C). Упакован производ се смешта у хладњачу где се хлади на 4-8 °C.



Слика 5.20. Линеје за производњу дробљеног сира

5.5.5. ПРОИЗВОДНА ЛИНИЈА КИСЕЛОГ МЛЕКА

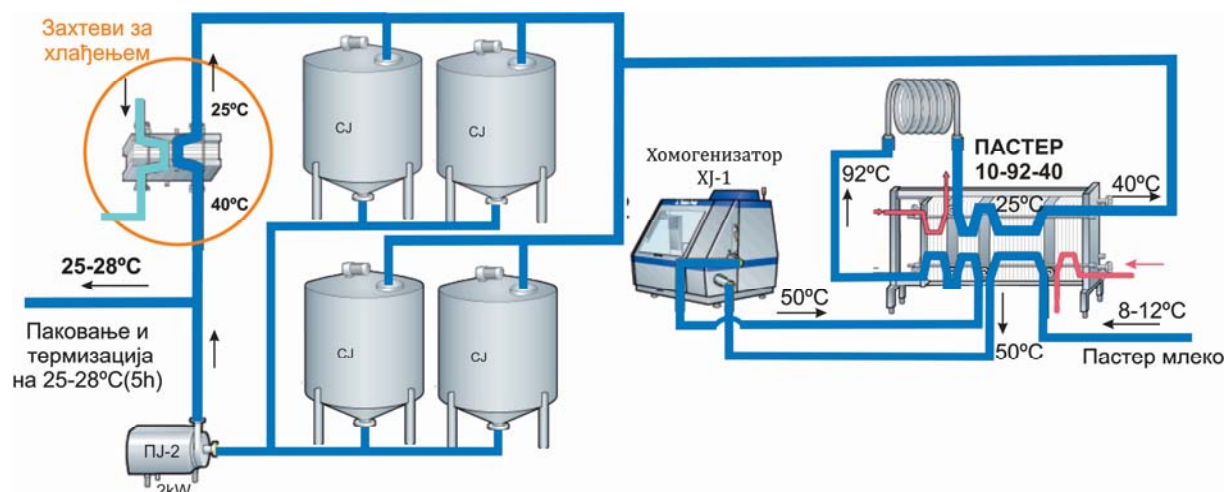
Из складишта пастеризованог млека дневно се око 7 t прерађује на производној линији киселог млека. На овој линији пастер млеко се поново пастеризује сада на 92 °C на пастеру са рекуперацијом. У међупроцесу, након рекуперације и предгревања на 80 °C врши се процес хомогенизације. Млеко се затим пастеризује, предаје део топлоте млеку из складишта, а потом додатно догрева због великог потхлађивања у секцији рекуперације. Млеко се на температури од 42 °C складишти у судовима у којима се врши засејавање и мешање, а одмах потом и паковање производа. Упакован производ ферментише на 42 °C у трајању од 4 h (процес термизације). За процес загревања на овој производној линији дневно се потроши 151 kWh топлотне енергије. Према мерењима ефективност рекуперације је 90%.



Слика 5.21. Производна линија за кисело млеко

5.5.6. ПРОИЗВОДНА ЛИНИЈА ЈОГУРТА

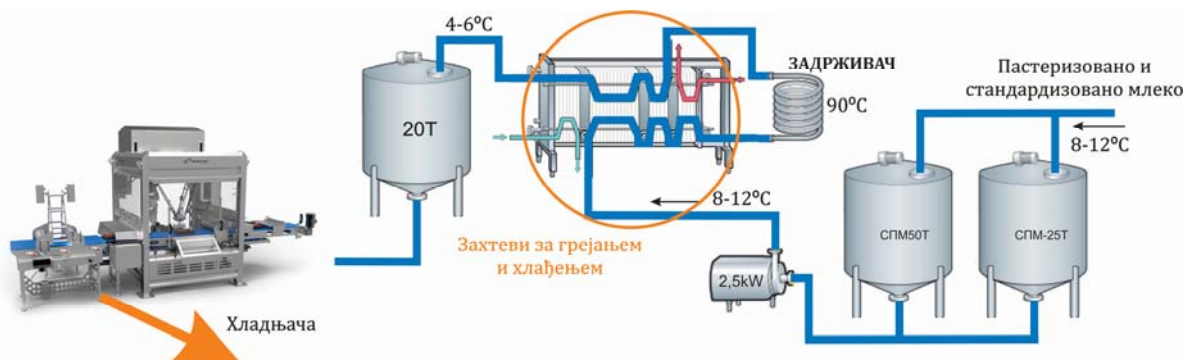
Дневна производња јогурта је 20 t. Слично као и на линији киселог млека, на линији јогурта врши се поновна пастеризација и складиштење у судовима на температури од 40 °C (Слика 5.22). Врши се мешање и засејавање, а потом млеко мирује око 6 h (ферментација). Ферментисани производ (јогурт) се рецикулацијом преко плочастог размењивача хлади на 25 °C, а потом пакује и смешта у термокомору. За процес пастеризације јогурта на дневном нивоу потроши се око 1.000 kWh, док се за процес хлађења потроши 330 kWh.



Слика 5.22. Производна линија за јогурт

5.5.7. ПРОИЗВОДНА ЛИНИЈА ПАСТЕРИЗОВАНОГ МЛЕКА

У анализираној млекарни на дневном нивоу упакује се 10.000 литара пастеризованог млека. Целокупна количина која је већ једанпут пастеризована на „великом пастеру“, поново се пастеризује на линији за пастеризовано млеко. Температура пастеризације је 90 °C, а у секцији хлађења млеко се хлади на 4-6 °C и потом пакује и складишти у хладњачи. Количина енергије која се на дневном нивоу троши на овој линији за потребе загревања (пастеризације) је 162 kWh, док се за хлађење троши 130 kWh. Ефективност рекулације на пастеру је 87%.

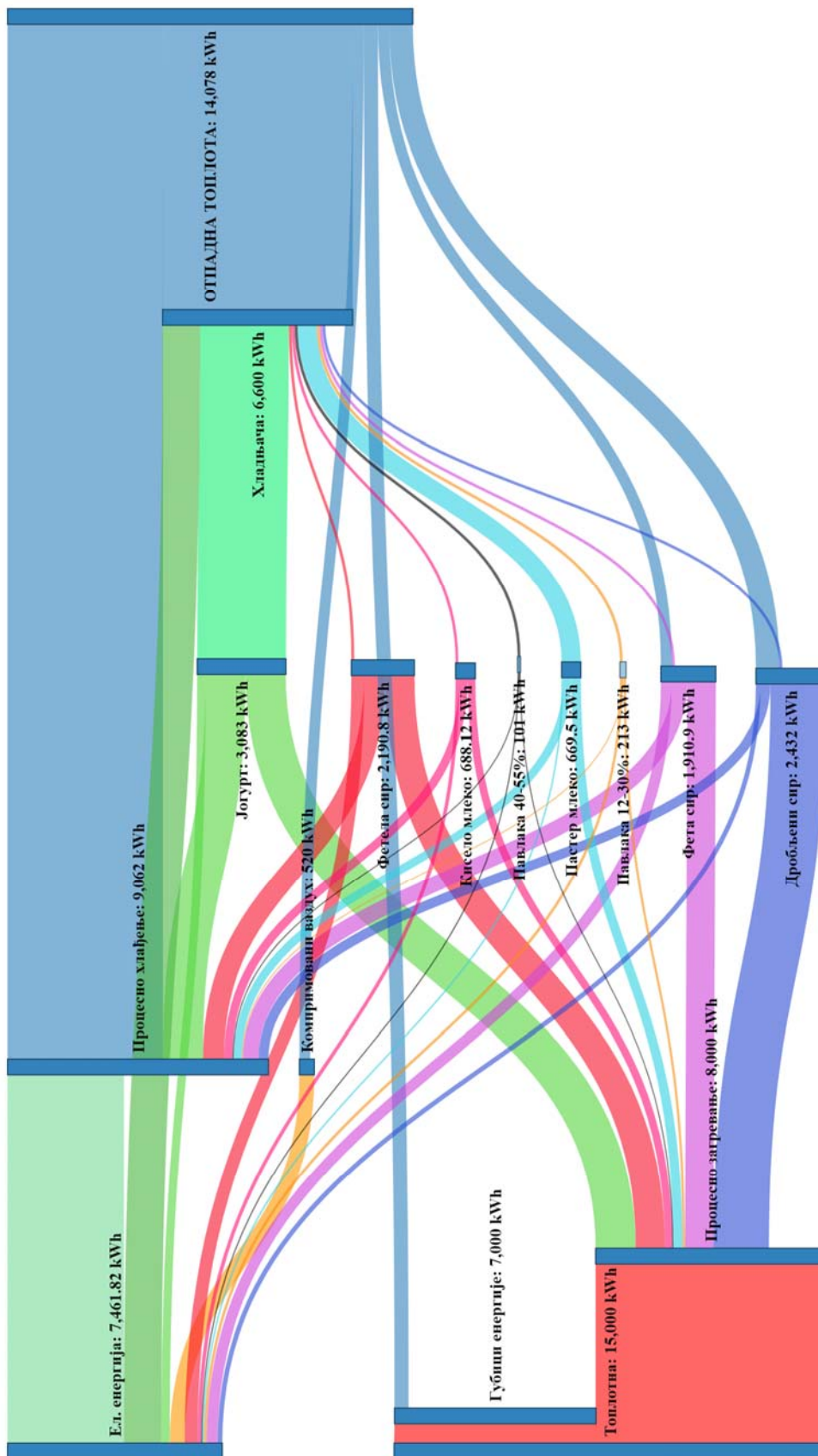


Слика 5.23. Производна линија пастеризованог млека

5.5.8. ЛИНИЈА ПРОИЗВОДЊЕ НАМАЗА

На линији намаза дневно се произведе 3 t овог производа. Производ се добија мешањем дробљеног сира и пуномасне павлаке најчешће у односу 1:1. Павлака и дробљени сир се складиште у суд са дуплим зидом у којем се у трајању од неколико часова константно мешају и загревају на 72 °C. Када се постигне задата температура намаз из суда се пумпом потискује ка хомогенизатору, а затим се добијени производ пакује и складишти у хладњачи. У зависности од тога да ли се сир и павлака директно повлаче са линија при температурама од 68 °C и 15 °C, респективно, или се допремају из складишта на температурама од 4-5 °C, потрошња енергије за загревање ће бити различита. Ако се намаз прави од производа који су из хладњаче, потребно је око 140 kWh топлотне енергије, у супротном је потребно 58 kWh.

Након детаљне анализе прикупљених података и утврђивања потенцијала отпадне топлоте креиран је дијаграм тока енергије са којег се може видети да је расположиви потенцијал отпадне топлоте постројења које је предмет анализе 14.078 kWh (Слика 5.24). Обзиром на то да захтеви за процесном топлотом чине 57% од укупног расположивог потенцијала отпадне топлоте и да је отпадна топлота доступна на више локација у различитим количинама и на различитим температурним нивоима, ради што ефикаснијег искоришћења доступног потенцијала неопходно је пронаћи оптимално решење.



Слика 5.24. Дијаграм тока енергије анализираних млекаре

5.6. ОПТИМИЗАЦИОНИ МОДЕЛ

Прикупљени подаци о изворима отпадне топлоте и локацијама у постројењу које могу бити потенцијални корисници енергије ових извора представљају основне улазне параметре оптимизационог модела анализираних млекаре. У табели 5.9 приказани су основни улазни параметри извора отпадне топлоте (температура, топлотна снага и временска доступност). У последњој колони табеле приказано је време када је извор отпадне топлоте на располагању.

Основни параметри конзума (температура, захтевана топлотна или расхладна снага и временско ангажовање) су приказани у табели 5.10.

Преклапањем временске доступности извора са захтевима за топлотом или хлађењем, утврђено је време расположивости извора за потребе конзума (Прилог 3), које представља један од кључних улазних параметара оптимизационог модела.

Табела 5.9. Основни параметри извора ОТ анализираних млекаре

Извори отпадне топлоте						
		Температура извора ОТ [°C]	Топлотна снага [kW]	Временска доступност извора [h/дан.]	Количина топлоте [kWh/дан.]	Време доступности
И1	Сепаратор дробљеног сира	65	200	4	820	11-15h
И2	Кондензатор расхладне коморе	55	221	24	5.300	00-24h
И3	Расхладна вода компресора	60	15,8	24	378	00-24h
И4	Отпадна топлота издувних гасова котла	130	20,6	24	490	00-24h
И5	Топлота са кондензатора базена ледене воде	55	363	24	5.400	00-24h
И6	Ултрафилтрација Фете и Фетеле	54	65	6	390	7-13h

Табела 5.10. Основни параметри конзума анализираних млекаре

Конзум						
		Захтевана температура [°C]	Топлотна снага [kW]	Временско ангажовање процеса [h/дан.]	Количина топлоте [kWh/дан.]	Време процеса
Потребе за грејањем						
К1	Линија Фете-пастеризација	80	20	5	100	11-16h

К2	Линија Фетеле-пастеризација	83	20	5	99,6	11-16h
К3	Линија Фете и Фетеле	59	212	5	1.060	7-12h
К4	Линија павлаке 40% и 55%	80	2,1	2	4,2	17-19h
К5	Линија павлаке 12% и 15%	97	19,2	3	57,6	17-20
К6	Линија дробљеног сира	70	168	5	675	10-14h
К7	Линија киселог млека	97	75	2	151	6-8h
К8	Линија јогурта-пастеризација	97	250	4	1.000	22-02h
К9	Линија пастеризованог млека	95	81	2	162	7-9h
К10	Линија намаза	77	35	4	140	00-04h
К11	Велики пастер	97	156	10	1.565	6-16h
К12	ЦЕЛО постројење-топлота	100	400	24	8.000	00-24 h
Потребе за хлађењем						
К13	Линија Фете-хлађење	25	42,8	5	214	11-16h
К14	Линија Фетеле-хлађење	28	65	5	320	11-16h
К15	Линија павлаке 40% и 55%-хлађење	10	12,5	2	25,3	17-19h
К16	Линија павлаке 12% и 15%	35	48	3	144	17-20
К17	Линија јогурта-хлађење	20	82,5	5	330	6-11h
К18	Линија пастеризованог млека-хлађење	0	65	2	130	7-9h
К19	Велики пастер-хлађење	0	130	10	1.316	6-16h
К20	ЦЕЛО постројење-хлађење	0	400	24	4700	00-24 h

Вредности температура извора отпадне топлоте и конзума које су приказане у табелама, умањене су и увећане за 5 °C респективно у односу на стварне вредности, јер је усвојена минимална вредност температуре неопходне за размену топлоте 10 °C [60].

Узимајући у обзир кључне параметре доступних извора отпадне топлоте и захтеване параметре технологија за искоришћење ових извора, у оптимизациони модел су инкорпориране математичке једначине за *MHP* (Једначине 4.12-4.14), *АНТ* (Једначине 4.15-4,17), *ORC* (Једначине 4.21 и 4.22) и *ABC* (Једначине 4.29 и 4.30), као и једначине које описују директну употребу отпадне топлоте (Једначине 4.31 и 4.32).

Константе коришћене у моделу приказане су у табели 5.11. Подаци приказани у табели, који се односе на предузеће које је предмет анализе су цене енергената и

годишње ангажовање. Свеобухватном ревизијом постројења и прегледом рачуна за трошкове енергената утврђене су вредности ових параметара.

Све остале вредности из табеле које се тичу технологија и специфичних емисија за поједине енергенте усвојене су прегледом литературе и коришћењем технике линеарне регресије. Трошкови инвестиције за поједине технологије добијени су истраживањем тржишта. Усвојене су средње цене технологија за опсег снага који је доступан на изворима отпадне топлоте анализираних млекаре (Табела 5.11).

Поред инвестиције у технологију за искоришћење отпадне топлоте, важан улазни параметар је и инвестиција у систем за прикупљање и дистрибуцију отпадне топлоте (водом хлађени кондензатор, цевовод, вентиле, итд.). За све изворе отпадне топлоте и све локације на којима је могућа употреба „опорављене“ енергије утврђене су вредности ових инвестиција (Прилог 4).

Табела 5.11. Основне константне величине оптимизационог модела

Цена енергената [€/kWh]	Трошкови инвестиције [€/kW]	Фактори емисије CO ₂ [kg/kWh]	Регресиони коефицијенти (α; β)	Остало
електрична енергија: 0,089	MHP: 650	Електрична енергија: 0,8	MHP: (0,686; -0,507)	Дисконтна стопа: 4,5%
топлотна енергије: 0,053	АНТ: 550	Топлотна енергија (брикети): 0,3	АНТ: (0,630; -0,046)	Животни век технологија: 15 година
	ORC: 1.500		ORC: (-0,827; 0,751)	Годишње ангажовање постројења: 8.600h
	ABC: 200		ABC: (-0,567; 1,)	
	DH: 20		DH: ефикасност 90%	

Како би се добили резултати оптимизације математичког модела, неопходно је дефинисати различита ограничења. За анализирану млекуру разматрана су два сценарија са различитим ограничењима која су дефинисана у ова два случаја.

Сценарио 1

У првом сценарију, првим ограничењем дефинисано је да се са извора процесне отпадне топлоте (извори И1 и И6), топлота може користити искључиво директном употребом преко размењивача на некој од локација са захтевима за топлотом у исто време када је извор отпадне топлоте на располагању (Слика 5.25), при том температура извора може бити мања од температуре коју захтева конзум за највише 15 °C.

Ограничења технологија односе се на ограничење минималне температуре извора отпадне топлоте и карактеристичне снаге. У оба сценарија, за сваку од технологија дефинисана су ограничења минималне температуре (Слика 4.7), док је минимална усвојена вредност снаге за све технологије 10kW. Поред тога дефинисана су ограничења да се технологијом не може искористити већа количина топлотне

енергије од доступне на извору и да енергија којом се снабдева конзум не може бити већа од захтеване количине енергије.

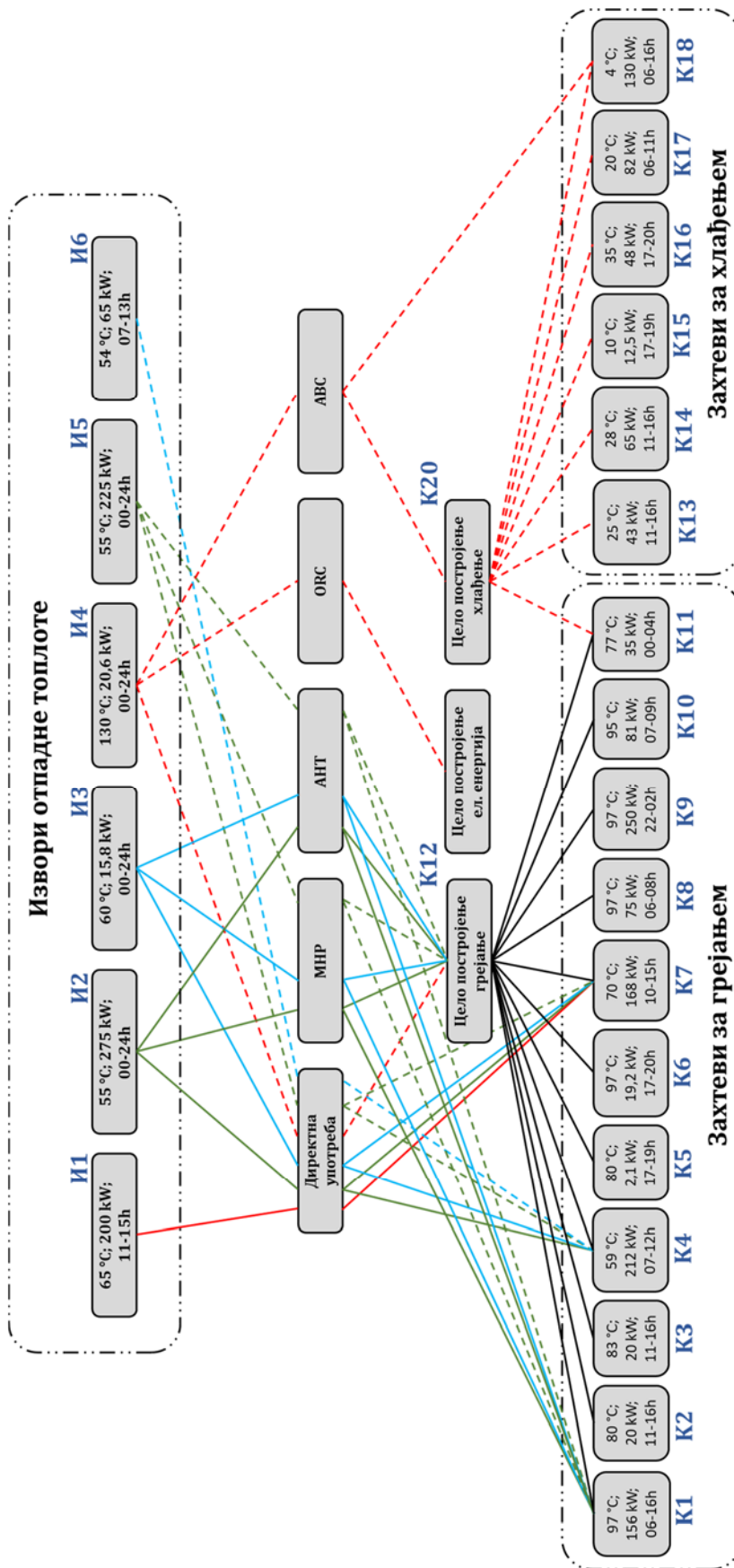
Сходно овим ограничењима, у првом сценарију са извора отпадне топлоте И2, И3 и И5, отпадну топлоту је могуће користити директно на истој температури или је могуће подићи температурни ниво механичком топлотном пумпом или топлотним трансформатором. Са извора отпадне топлоте И4, топлоту је могуће користити директно, за генерисање електричне енергије *ORC* технологијом или за генерисање хлађења.

У првом сценарију, дефинисано је и ограничење да се са топлотне пумпе, топлотног трансформатора и апсорпционог чилера, енергија може користити само на локацијама са потребама за топлотом и/или хлађењем у трајању дужем од 10 h. Локације које испуњавају овај услов су „велики пастер“ (K11) и централизовани системи за процесно грејање и хлађење (K12, K20).

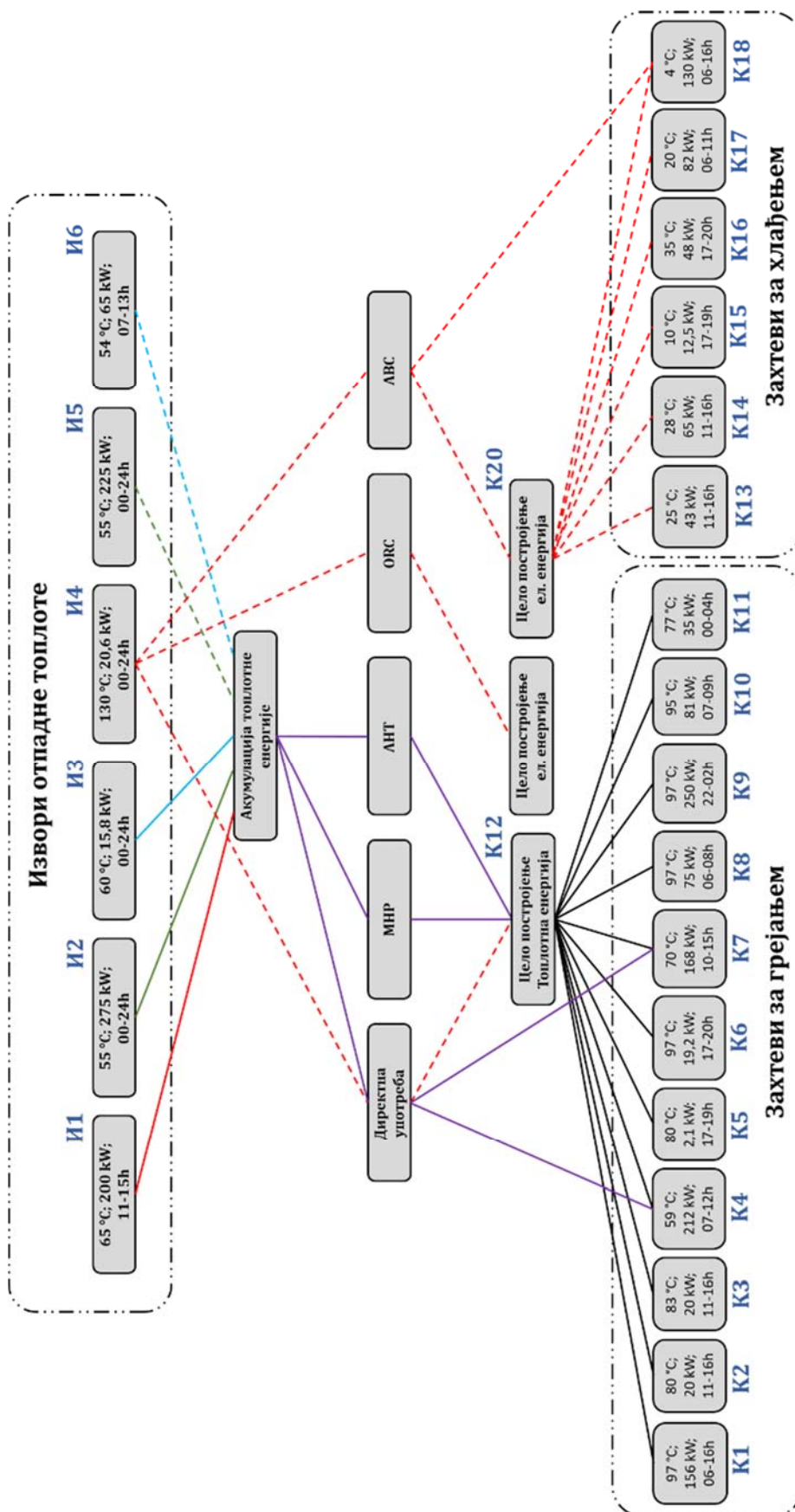
Сценарио 2

У другом сценарију, разматра се могућност складиштења топлотне енергије, а затим коришћење из акумулатора топлоте, директно, или наведеним технологијама (Слика 5.26). Температурно ограничење дефинисано у овом сценарију које се тиче акумулатора топлоте и извора отпадне топлоте је да се температуре извора који се акумулирају не смеју разликовати за више од 10 °C. Сви извори отпадне топлоте осим извора И4, су на температурном нивоу 55-65 °C и они се могу акумулирати у истом акумулатору топлоте. Као и у сценарију 1, извор И4 се може користити директно, за генерисање електричне енергије или за погон апсорпционог чилера. Такође, сва остала ограничења су иста као и у првом сценарију.

Дефинисањем ограничења, математички модел постаје решив и проналажење оптималног решења могуће. За решавање математичког модела и генерисање решења коришћен је софтвер GAMS. Резултати добијени оптимизацијом приказани су у тексту који следи. Математички модел коришћен за генерисање решења дат је у прилогу 5.



Слика 5.25. Шема оптимизационог модела за сценарио 1



Слика 5.26. Шема оптимизационог модела за сценарио 2

5.7. РЕЗУЛТАТИ ОПТИМИЗАЦИЈЕ

За предложене сценарије дефинисано је више решења која задовољавају постављена ограничења дефинисана функцијом циља. Кључна функција циља која је у интересу руководства предузећа и доносилаца одлуке о инвестицији је максимизација нето садашње вредности (NPV) технологије, са ограничењем максималне инвестиције до 50.000 €. Веће вредности NPV значе веће количине новца које ће бити доступне по завршетку пројекта. Дефинисана су и решења за функције циља:

- максимизација нето садашње вредности (NPV) технологије без ограничења у погледу инвестиције,
- максимизација коефицијента нето садашње вредности (NPVQ) и
- максимизација уштеде топлотне енергије.

Сценарио 1

Функција циља-максимизација NPV уз ограничење инвестиције

У оквиру сценарија 1, за функцију циља максимизације NPV, добијено је оптимално решење које подразумева директну употребу процесне отпадне топлоте преко размењивача топлоте са локације И1 за потребе корисника на локацији К6, са извора И6 на локацији К3 и директну употребу са извора И4 на локацији К12. Поред директне употребе, максимална вредности NPV подразумева и коришћење механичке компресионе топлотне пумпе за искоришћење отпадне топлоте са извора И2 за потребе корисника на локацији К12. Резултати добијени оптимизацијом за функцију циља максимизација NPV уз задато ограничење максималне висине инвестиције од 50.000 € приказани су у табели 5.12.

Табела 5.12. Резултати оптимизације за функцију циља максимизација NPV са ограничењем висине инвестиције

Извори отпадне топлоте	Топлотни конзум	Технологија за искоришћење ОТ	Количина ОТ која се користи са извора [kWh/дан]	Количина предате топлоте конзуму [kWh/дан]
Сепаратор дробљеног сира (И1)	Линија дробљеног сира (К6)	Директна употреба	675	607,5
Отпадна топлота издувних гасова котла (И4)	Централизовани систем за процесну топлоту (К12)	Директна употреба	490	441
Ультрафилтрација Фете и Фетеле (И6)	Линија Фете и Фетеле (К3)	Директна употреба	390	351

Кондензатор расхладне коморе (И2)	Централизоване систем за процесну топлоту (К12)	Механичка компресиона топлотна пумпа	5.304	6.000
-----------------------------------	---	--------------------------------------	-------	-------

Локација извора отпадне топлоте означена бројем И1 и локација корисника К6 су на истој производној линији (линија за производњу дробљеног „Кварк“ сира). Као што је већ поменуто у делу 5.4.1, при процесу сепарације на линији дробљеног сира у трајању од 4 h укупно се издвоји 18 t сурутке температуре 65 °C. Упоредо са процесом сепарације одвија се процес загревања ферментисаног производа са температуре 34 °C на температуру од 65 °C (видети део 5.5.4). Како је укупна инвестиција у систем за директно искоришћење отпадне топлоте у овом случају 300 €, а укупна дневна расположива количина енергије овог извора је 675 kWh, за сваки од анализираних сценарија ово решење за искоришћење отпадне топлоте је оптимално, јер се уложена средства исплате већ након седам дана.

Такође, извор процесне отпадне топлоте И6 и конзум на локацији К3 су на истој производној линији (заједнички део производне линије за производњу „Фета“ сира и „Фетеле“). На овој производној линији, при процесу ултрафилтрације, издваја се сурутка на температури од 54 °C коју је могуће искористити директно на истој производној линији за процес загревања ферментисаног полупроизвода (Слика 5.12). Обзиром на то да је инвестиција у систем за искоришћење отпадне топлоте у овом случају 200 €, и да је расположива дневна количина топлотне енергије 390 kWh, инвестиција се исплати за мање од месец дана. Директна употреба отпадне топлоте са извора И6 на локацији К3 такође представља оптимално решење за сваки од анализираних сценарија и различитих функција циља.

Поред директне употребе процесне отпадне топлоте на ове две производне линије, оптимизацијом је добијено као оптимално решење и коришћење топлоте димних гасова котлова на биомасу (извор И4) и интеграција са централним системом за дистрибуцију вреле воде (корисник К12). Процењена инвестиција у овај систем је око 3.500 €, а период отплате је 4,5 месеци.

За функцију циља максимизација NPV , оптимизацијом се добија да се са кондензатора расхладне машине (извор И2) механичком топлотном пумпом користи 5.304 kWh дневно отпадне топлоте на температури од 55 °C. Механичком топлотном пумпом номиналне електричне снаге 51 kW подиже се температурни ниво на 105 °C. Укупна дневна количина енергије која би се на овај начин предала конзуму је око 6.000 kWh. Како је ефикасност система за дистрибуцију и коришћење топлотне енергије 70%, енергија која је доступна крајњим корисницима на коришћење је 4.200 kWh, што представља удео од 52,5% од укупних захтева за процесном топлотом. Инвестиција у систем за прикупљање топлоте (водом хлађени кондензатор расхладне машине) процењена је на 7.000 €, а топлотна пумпа са свом пратећом опремом и повезивањем са конзумом око 35.000 €. Како су израчунати оперативни трошкови од 39.000 €/год. и трошкови одржавања од 665 €/год. период отплате инвестиције је годину дана.

Максимална вредност NPV за анализирани сценарио за период од 10 година је 532.730 €. Директном употребом отпадне топлоте са три наведене локације и коришћењем топлотне пумпе могуће је на дневном нивоу искористити 6.860 kWh отпадне топлоте. Узимајући у обзир ефикасност система, годишње уштеде у

потрошњи топлотне енергије су 2.044 MWh што је у новцу еквивалентно вредности од 108.332 €. Годишњи оперативни трошкови и трошкови одржавања су око 40.000 €, а инвестиција у технологије око 50.000 €. Укупна инвестиција се исплати за девет месеци. Коефицијент нето садашње вредности је 10,65.

Функција циља-максимизација NPV без ограничења у погледу висине инвестиције

Резултати оптимизације за функцију циља максимизације NPV без задатих ограничења у погледу висине инвестиције приказани су у табели 5.13.

Табела 5.13. Резултати оптимизације за функцију циља максимизације NPV без ограничења инвестиције

Извори отпадне топлоте	Топлотни конзум	Технологија за искоришћење ОТ	Количина ОТ која се користи са извора [kWh/дан]	Количина предате топлоте конзуму [kWh/дан]
Сепаратор дробљеног сира (И1)	Линија дробљеног сира (К6)	Директна употреба	675	607,5
Отпадна топлота издувних гасова котла (И4)	Централизовани систем за процесну топлоту (К12)	Директна употреба	490	441
Ултрафилтрација Фете и Фетеле (И6)	Линија Фете и Фетеле (К3)	Директна употреба	390	351
Кондензатор расхладне коморе (И2)	Централизовани систем за процесну топлоту (К12)	Механичка компресиона топлотна пумпа	5.304	6.000
Кондензатора базена ледене воде (И5)	Централизовани систем за процесну топлоту (К12)	Механичка компресиона топлотна пумпа	2.770	3.129

Из табеле 5.13 се може видети да је оптимално решење према задатој функцији циља коришћење процесне отпадне топлоте директно и коришћење отпадне топлоте издувних гасова котлова. Поред директне употребе добијено је и да се са кондензатора хладњаче и кондензатора расхладне машине за процесно хлађење топлота механичким топлотним пумпама (електричних снага 51 kW и 25 kW, респективно) користи за потребе процесног загревања. Директном употребом отпадне топлоте остварују се уштеде у процесној топлоти од 1.270 kWh/дан (15,8%). Топлотним пумпама подиже се температурни ниво извора отпадне топлоте, а укупна топлотна енергија која је на дневном нивоу предата централизованом систему за снабдевање процесном топлотом је око 9.129 kWh од чега је 70% (6.390 kWh) доступно крајњим корисницима на производним линијама.

Обзиром на то да је задато ограничење да количина топлотне енергије која се преда конзуму не може бити већа од стварне потрошње топлотне енергије постројења, количина топлоте која се користи са извора И5 је мања од расположиве количине на том извору. Максимална вредност NPV за анализирани период од 10 година је 690.880 €. Укупни годишњи приходи који би се остварили су око 100.000 €, а инвестиција у предложене технологије је 97.325 €. Коефицијент нето садашње вредности је 7,1 и нижи је у односу на претходни сценарио. Нижа вредност $NPVQ$ је последица тога што је инвестиција у систем за прикупљање отпадне топлоте са кондензатора расхладне машине 25.000 € (61% од укупне инвестиције у технологију за искоришћење отпадне топлоте са извора И5), а количина отпадне топлоте која се може користити са овог извора је ограничена. Самим тим инвестирање у технологију за искоришћење отпадне топлоте са овог извора негативно утиче на коефицијент нето садашње вредности.

Функција циља- максимизација $NPVQ$

Генерисање решења према функцији циља максимизације $NPVQ$ значи и дефинисање решења која ће донети највећу добит у односу на уложена финансијска средства. За анализирану млекарну оптимално решење које задовољава функцију циља је коришћење процесне отпадне топлоте директно за потребе на сопственим производним линијама као што је објашњено у делу 5.6.1. Коефицијент нето садашње вредности у овом случају је 293. Укупна инвестиција у системе за искоришћење отпадне топлоте је 500 €, а NPV након десет година је 146.520 €.

Функција циља- максимизација уштеде топлотне енергије

Резултати добијени за функцију циља максимизација уштеде топлотне енергије исти су као и за функцију циља максимизација NPV . Максималној вредности NPV одговара максимална могућа количина енергије која се може предати конзуму.

Сценарио 2

Функција циља-максимизација NPV уз ограничење инвестиције

Резултати добијени оптимизацијом за сценарио 2 за функцију циља максимизација NPV приказани су у табели 5.14. Добијено оптимално решење подразумева акумулацију отпадне топлоте са три извора у једном заједничком акумулатору топлоте и директну употребу отпадне топлоте са извора И4, тј. коришћење економијера за искоришћење отпадне топлоте димних гасова.

Процесна отпадна топлота са извора И1 и И6, и топлота кондензатора хладњаче (извор И2), прикупљају се и складиште у заједничком акумулатору топлоте. Укупна количина енергије која се на дневном нивоу складишти у акумулатору је 3.985 kWh. Укупна инвестиција у систем за прикупљање и акумулацију топлоте је 18.000 €. Као и у претходном сценарију, због ограничења у висини инвестиције (максимална вредност 50.000 €), није могуће искористити целокупан расположиви потенцијал

отпадне топлоте са кондензатора расхладне машине. Према резултатима, оптимално решење је коришћење отпадне топлоте из акумулатора топлоте, механичком топлотном пумпом електричне снаге 44 kW. Количина топлоте која се предаје конзуму у овом случају је 5.069 kWh/дан. Поред тога оптимално решење подразумева и коришћење отпадне топлоте димних гасова са извора И4. Као и у претходном сценарију, укупна инвестиција у систем за прикупљање и коришћење прикупљене отпадне топлоте димних гасова (економијазер) је 3.250 €, а уштеда у топлотној енергији која се на овај начин остварује је 3%.

Коришћењем отпадне топлоте према резултатима оптимизације могуће је остварити годишње уштеде од 77.173 €. Укупна инвестиција за све предложене технологије за искоришћење отпадне топлоте, које представљају оптимално решење је 49.850 €. Како су оперативни трошкови рада топлотне пумпе 34.304 € и годишњи трошкови одржавања око 1.000 €, нето годишња добит је 41.872 €. Вредност NPV након 10 година је 281.471 €, а вредност коефицијента нето садашње вредности 5,65. Укупна инвестиција у технологије за искоришћење отпадне топлоте се исплати након 1,2 године.

Табела 5.14. Резултати оптимизације за сценарио 2 за функцију циља максимизације NPV (MaxInv <50.000 €)

Извори отпадне топлоте	Топлотни конзум	Технологија за искоришћење ОТ	Количина ОТ која се користи са извора [kWh/дан]	Количина предате топлоте конзуму [kWh/дан]
Сепаратор дробљеног сира (И1)	Централизован систем за процесну топлоту (К12)	Механичка компресиона топлотна пумпа из акумулације	607,5	5.069
Ультрафилтрација Фете и Фетеле (И6)	Централизован систем за процесну топлоту (К12)	Механичка компресиона топлотна пумпа из акумулације	351	
Кондензатор расхладне коморе (И2)	Централизован систем за процесну топлоту (К12)	Механичка компресиона топлотна пумпа из акумулације	3.026	
Отпадна топлота издувних гасова котла (И4)	Централизован систем за процесну топлоту (К12)	Директна употреба	490	441

Функција циља-максимизација NPV без ограничења у погледу висине инвестиције

Према решењу оптимизације за функцију циља максимизација NPV без ограничења у погледу висине инвестиције, оптимално је коришћење отпадне топлоте на исти начин као и у претходно наведеном случају уз ограничење да количина топлотне енергије која се преда конзуму не може бити већа од топлотних захтева истог (Табела 5.15).

Табела 5.15. Резултати оптимизације за сценарио 2 за функцију циља максимизације NPV (MaxInv-без ограничења)

Извори отпадне топлоте	Топлотни конзум	Технологија за искоришћење ОТ	Количина ОТ која се користи са извора [kWh/дан]	Количина предате топлоте конзуму [kWh/дан]
Сепаратор дробљеног сира (И1)	Централизован систем за процесну топлоту (К12)	Механичка компресиона топлотна пумпа из акумулације	607,5	10.358
Ультрафилтрација Фете и Фетеле (И6)	Централизован систем за процесну топлоту (К12)	Механичка компресиона топлотна пумпа из акумулације	351	
Кондензатор расхладне коморе (И2)	Централизован систем за процесну топлоту (К12)	Механичка компресиона топлотна пумпа из акумулације	5.300	
Кондензатора базена ледене воде (И5)	Централизован систем за процесну топлоту (К12)	Механичка компресиона топлотна пумпа	2.230	
Отпадна топлота издувних гасова котла (И4)	Централизован систем за процесну топлоту (К12)	Директна употреба	490	441

Процесна отпадна топлота и отпадна топлота са кондензатора расхладних машина (хладњаче и процесно хлађење), се прикупљају и акумулирају у заједничком акумулатору топлоте. Укупна количина топлотне енергије која се на дневном нивоу акумулира у резервоару је 8.489 kWh. Из акумулатора топлоте топлотном пумпом подиже се температурни ниво отпадне топлоте, а укупна количина топлотне енергије која се предаје конзуму је 10.798 kWh/дан. Као и у претходном сценарију, економијером постављеном у димовод котлова дневно се рекулацијом отпадне топлоте искористи 441 kWh топлотне енергије. И у овом сценарију, за функцију циља максимизација NPV без ограничења инвестиције, оптимално решење подразумева коришћење отпадне топлоте применом топлотне пумпе које је ограничено само количином енергије која се може предати конзуму.

Максимална вредност NPV је 534.018 €. Укупна инвестиција је 90.350 €, а вредност годишње добити 78.900 €, па се уложена средства исплате за 14 месеци. Коефицијент нето садашње вредности је 5,9.

Функција циља- максимизација $NPVQ$

Оптimalно решење за функцију циља максимизација $NPVQ$ је само коришћење отпадне топлоте димних гасова котлова, $NPVQ$ је 19,77. На овај начин остварује се годишња уштеда топлотне енергије од 160.965 kWh. Узимајући у обзир годишње трошкове одржавања (2% од вредности инвестиције) нето годишња добит је 8.471 €.

Функција циља- максимизација уштеде топлотне енергије

Решење оптимизације за функцију циља максимизација уштеде топлотне енергије исто је као и за функцију циља максимизација NPV без ограничења инвестиције.

5.8. АНАЛИЗА ОСЕТЉИВОСТИ

Претходно приказана решења добијена су на основу улазних параметара постројења за тренутне експлоатационе услове. Сви улазни параметри су дефинисани и описани у делу 5.6. Обзиром на то да постоји могућност да се током времена вредности појединих параметара промене, у тексту који следи биће извршена анализа утицаја појединих улазних параметара на резултате оптимизације. Параметри чији ће се утицаји разматрати су:

- цена електричне енергије,
- цена топлотне енергије,
- цена технологије (MHP),
- промена обима производње и
- промена дисконтне стопе.

Утицај промене параметара постројења разматран је за сценарио 1 и кључну функцију циља (максимизација NPV са ограничењем максималне инвестиције од 50.000 €).

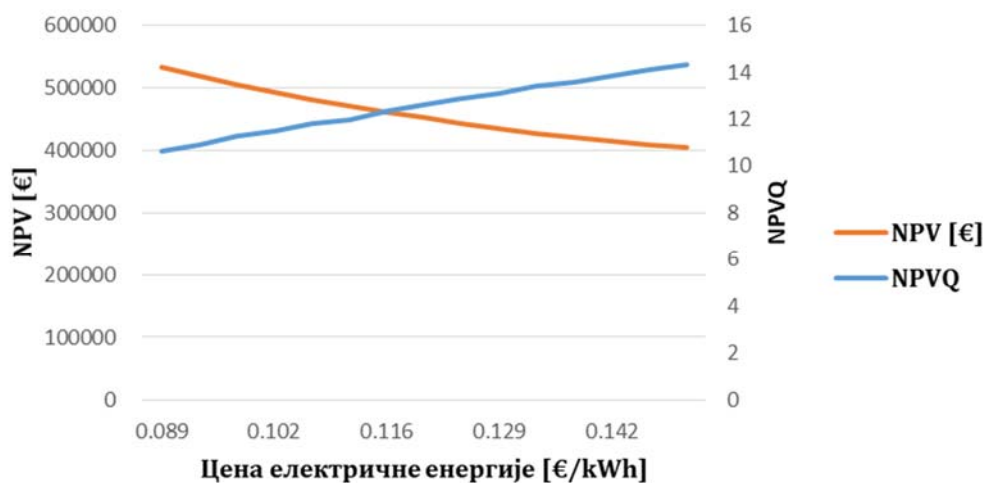
5.8.1. УТИЦАЈ ПРОМЕНЕ ЦЕНЕ ЕЛЕКТРИЧНЕ ЕНЕРГИЈЕ

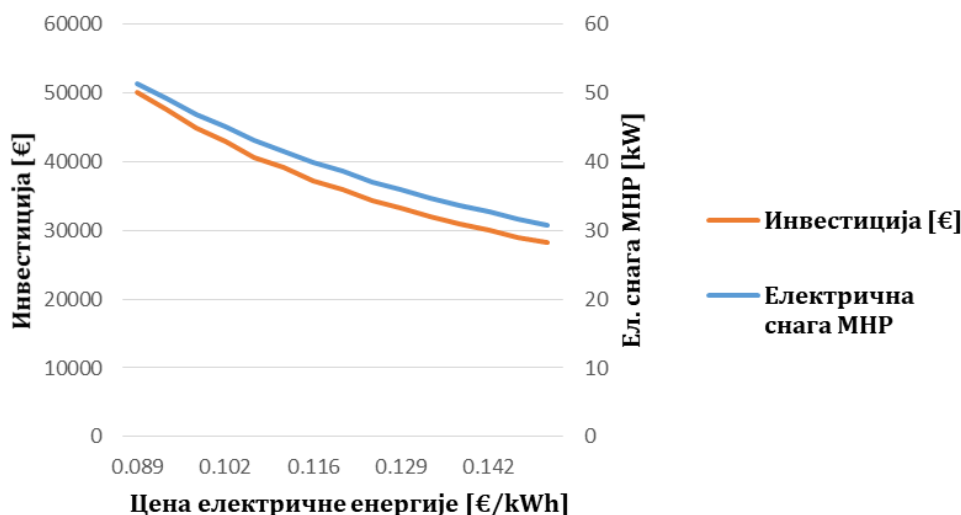
Цена електричне енергије која је коришћена као улазни параметар оптимизационог модела добијена је на основу рачуна о потрошњи електричне енергије анализираниог постројења и износи 0,089 €/kWh. У Србији, цена електричне енергије је међу најнижим у Европи, па се у будућности може очекивати пораст. Из тог разлога разматран је утицај пораста цене електричне енергије до вредности 0,15 €/kWh (пораст за 70%). Резултати добијени оптимизацијом за различите вредности цене електричне енергије приказани су у табели 5.16.

Табела 5.16. Резултати оптимизације за различите вредности цене електричне енергије за функцију циља максимизација *NPV*

Цена ел. енергије [€/kWh]	Нето садашња вредност [€]	Коеф. нето садашње вредности [-]	Уштеда топлотне енергије [kWh/дан]	Инвестиција [€]	Нето годишња добит [€]	Прост период повраћаја инвестиције [год.]
0,089	532.730	10,66	5.445	49.963	73.641	0,68
0,093	519.490	10,93	5.262	47.533	71.660	0,66
0,098	504.400	11,26	5.053	44.816	69.409	0,65
0,102	493.340	11,51	4.900	42.864	67.765	0,63
0,107	480.640	11,82	4.724	40.658	65.881	0,62
0,111	471.270	12	4.594	39.058	64.495	0,61
0,116	460.430	12,37	4.444	37.235	62.895	0,59
0,12	452.390	12,6	4.333	35.901	61.710	0,58
0,125	443.040	12,89	4.203	34.370	60.334	0,57
0,129	436.060	13,12	4.107	33.242	59.310	0,56
0,134	427.900	13,4	3.994	31.940	58.114	0,55
0,138	421.790	13,6	3.909	30.975	57.220	0,54
0,142	416.010	13,83	3.829	30.072	56.375	0,53
0,147	409.220	14,1	3.735	29.021	55.384	0,52
0,151	404.100	14,31	3.664	28.236	54.638	0,52

Оперативни трошкови топлотне пумпе директно зависе од цене електричне енергије. Пораст оперативних трошкова негативно утиче на *NPV* (Слика 5.27). Са порастом цене електричне енергије смањује се снага топлотне пумпе, а тиме и количина енергије која се користи са извора отпадне топлоте и која се предаје конзуму (Слика 5.28). Иако пораст цене ел. енергије има негативан утицај на нето садашњу вредност, чак и при цени од 0,3 €/kWh (нпр. цена ел. енергије у Немачкој), нето садашња вредност је 309.220 € и оптимално решење подразумева коришћење отпадне топлоте применом топлотне пумпе. У овом случају снага топлотне пумпе је 15,7 kW. Насупрот овоме, пораст цене електричне енергије позитивно утиче на *NPVQ* јер су за топлотну пумпу мање снаге потребна мања инвестициона улагања, која се са променом цене електричне енергије значајније смањују у односу на *NPV*.

**Слика 5.27.** Утицај промене цене електричне енергије на економске показатеље *NPV* и *NPVQ*



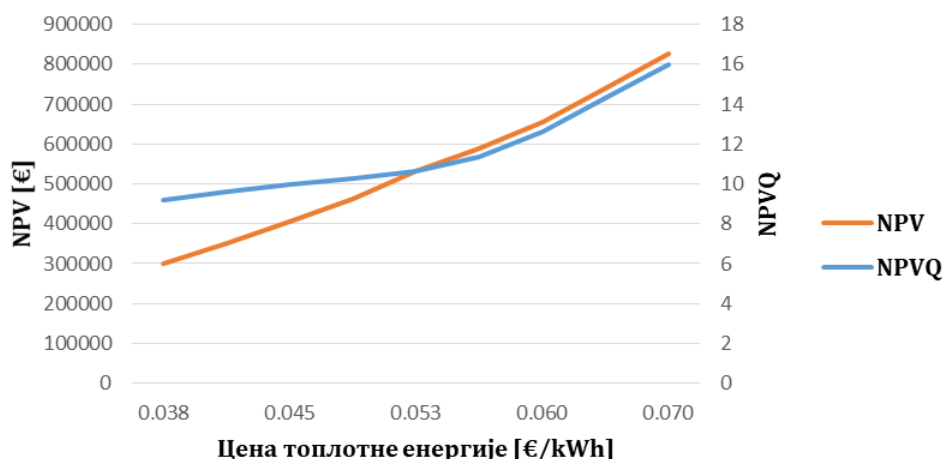
Слика 5.28. Утицај промене цене електричне енергије на укупну инвестицију и електричну снагу МНР

5.8.2. УТИЦАЈ ПРОМЕНЕ ЦЕНЕ ТОПЛОТНЕ ЕНЕРГИЈЕ

Просечна цена топлотне енергије анализираних млекара је 0,053 €/kWh. Дневна потрошња брикета је око 3 тоне, а цена по тони је 140 €. Истраживањем тржишта утврђено је да цена брикета варира и да је распон цена за брикете од 100-170 € па је анализа осетљивости извршена на основу промене вредности цене брикета. Резултати добијени оптимизацијом за различите цене топлотне енергије приказани су у табели 5.17. Пораст цене топлотне енергије директно утиче на повећање нето годишње добити, па је оптимално решење коришћење што веће количине отпадне топлоте како би се оствариле веће уштеде у финансијском смислу. Пораст цене топлотне енергије условљава пораст нето садашње вредности и коефицијента нето садашње вредности (Слика 5.17). Оптимално решење је ограничено само висином инвестиције и количином топлоте која се може предати конзуму.

Табела 5.17. Резултати оптимизације за различите вредности цене ел. енергије за функцију циља максимизација NPV

Цена топлотне енергије [€/kWh]	Нето садашња вредност [€]	Коеф. нето садашње вредности [-]	Уштеда топлотне енергије [kWh/дан]	Инвестиција [€]	Нето годишња добит [€]	Прост период повраћаја инвестиције [год.]
0,038	301.150	9,2	4.061	32.716	42.194	0,78
0,041	352.190	9,6	4.401	36.710	49.149	0,75
0,045	405.470	9,95	4.731	40.745	56.392	0,72
0,049	463.860	10,3	5.070	45.039	64.314	0,7
0,053	532.730	10,7	5.445	49.963	73.641	0,68
0,056	589.630	11,3	5.580	51.780	81.060	0,64
0,060	653.750	12,6	5.580	51.780	89.164	0,58
0,065	740.390	14,3	5.580	51.780	100.110	0,52
0,070	827.040	16	5.580	51.780	111.060	0,47



Слика 5.29. Утицај промене цене топлотне енергије на економске показатеље NPV и NPVQ

5.8.3. УТИЦАЈ ПРОМЕНЕ ЦЕНЕ ТЕХНОЛОГИЈА ЗА ИСКОРИШЋЕЊЕ ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ

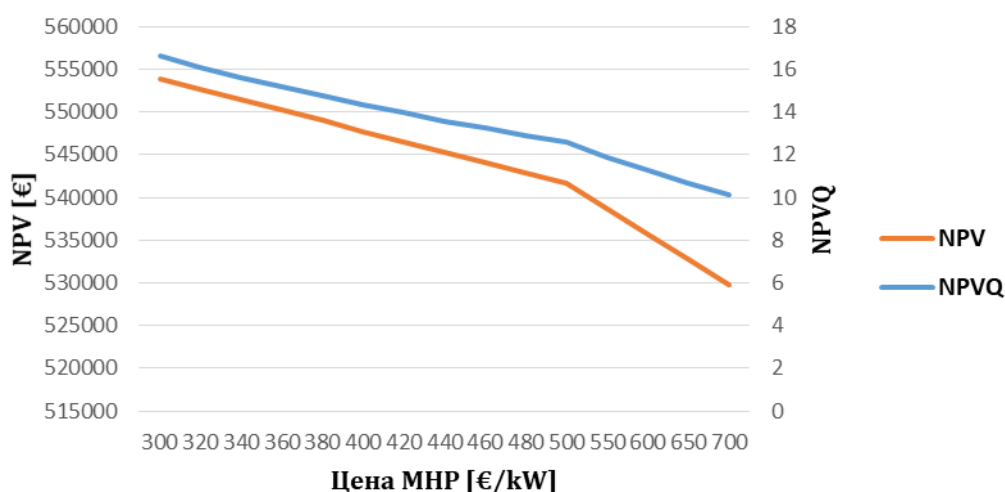
Услед брзог технолошког напретка и развоја нових технологија постоји вероватноћа да ће се током времена цена технологија за искоришћење отпадне топлоте смањивати, пре свега цена топлотних пумпи. За опсег снага топлотних пумпи које су могуће у анализираном случају усвојена је цена од 650 €/kW електричне снаге. Обзиром на то да се цена *МНР* креће у опсегу од 300-700 €/kW електричне снаге (у зависности од произвођача, избора радног флуида, типа компресора, температуре кондензације, називне снаге и др.), промена цене технологије је разматрана у овом опсегу. Резултати добијени оптимизацијом приказани су у табели 5.18.

Табела 5.18. Резултати оптимизације за различите вредности цене *МНР*

Цена МНР [€/kW]	Нето садашња вредност [€]	Коеф. нето садашње вредности [-]	Уштеда топлотне енергије [kWh/дан]	Инвестиција [€]	Нето годишња добит [€]	Прост период повраћаја инвестиције [год.]
300	553.870	16,64	5.580	33.282	74.203	0,45
320	552.640	16,1	5.580	34.339	74.182	0,46
340	551.420	15,61	5.573	35.321	74.151	0,48
360	550.200	15,16	5.565	36.293	74.120	0,49
380	548.980	14,73	5.556	37.260	74.088	0,5
400	547.760	14,33	5.548	38.224	74.056	0,52
420	546.550	13,95	5.540	39.185	74.024	0,53
440	545.330	13,58	5.532	40.141	73.992	0,54
460	544.120	13,24	5.524	41.094	73.959	0,56
480	542.920	12,9	5.520	42.043	73.926	0,57
500	541.710	12,6	5.507	42.989	73.893	0,58
550	538.700	11,88	5.486	45.337	73.810	0,61
600	535.710	11,24	5.466	47.661	73.726	0,65
650	532.730	10,66	5.445	49.963	73.641	0,68
700	529.770	10,14	5.425	52.241	73.554	0,71

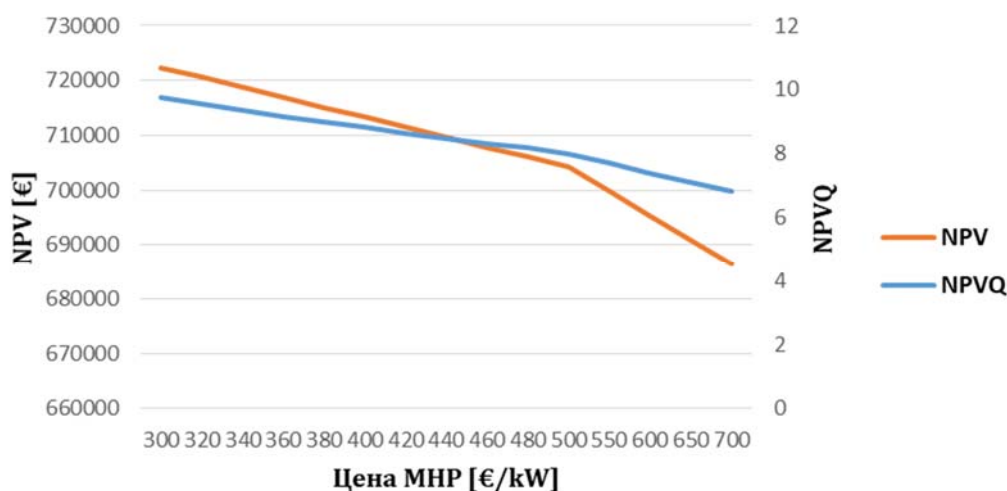
Према резултатима оптимизације смањењем цене *MHP* повећава се нето садашња вредност (Слика 5.30). Како је задато ограничење максималне инвестиције од 50.000 €, смањењем цене *MHP* на минималну вредност (300 €/kW), неће се значајно повећати *NPV* јер је оптимизациони модел ограничен количином енергије која се може прикупити са извора отпадне топлоте и максималном инвестицијом. Самим тим коришћење отпадне топлоте са извора И5 није могуће јер је инвестиција у систем за прикупљање отпадне топлоте са овог извора 25.000 € (50% од укупне инвестиције) и укупна инвестиција виша од задатог ограничења.

На слици 5.30 приказан је утицај смањења цене технологије (*MHP*) на економске показатеље *NPV* и *NPVQ*.



Слика 5.30. Утицај промене цене *MHP* на економске показатеље *NPV* и *NPVQ* ако постоји ограничење инвестиције

Сличан сценарио је и у случају када не би било ограничења у висини инвестиције (Слика 5.31). У овом случају једино ограничење модела је ограничење количине топлотне енергије која се може предати конзуму. За сваку од вредности цене *MHP* количина енергије која се предаје конзуму је једнака максималној вредности која је дефинисана ограничењем, па је пораст *NPV* последица само смањења цене укупне инвестиције. За цену од 700 €/kW укупна инвестиција је 100.500 €, а за цену од 300 €/kW инвестиција је 74.114 €.



Слика 5.31. Утицај промене цене МНР на економске показатеље NPV и NPVQ без ограничења висине инвестиције

5.8.4. УТИЦАЈ ПРОМЕНЕ КАПАЦИТЕТА ПОСТРОЈЕЊА

Капацитет постројења се током времена може значајно мењати најчешће због промена у потражњи производа и нестабилности тржишта. У анализираној млекари у просеку се дневно преради 100 t млека али није редак случај да се по неколико седмица поједини производи не производе јер нема захтева за тим производима на тржишту. У том случају неко време се наставља откуп и прерада исте количине млека, а производи се складиште. Уједно се повећава обим производње на другим производним линијама. Обзиром на то да је за добијање сваког од различитих производа уложена различита количина енергије (електричне и топлотне), свака промена производног програма утиче на потрошњу енергената. Такође, због смањења количине сировог млека на тржишту или захтева за производима често је количина сировине која се прерађује знатно мања од пројектованог капацитета постројења. Све ово може утицати на техно-економске параметре предложених решења за искоришћење отпадне топлоте па је са тим у вези пре доношења одлуке о инвестицији, неопходно испитати утицај промене капацитета производње на ове параметре.

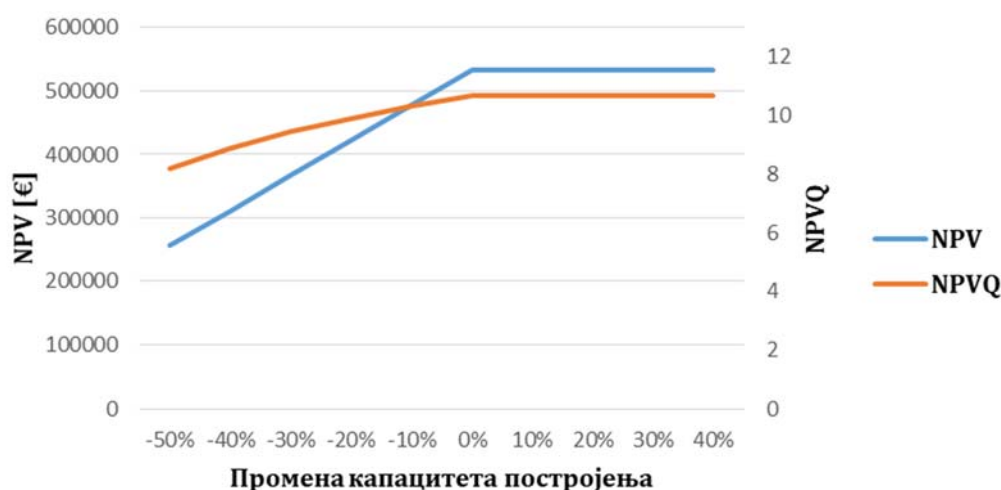
Анализа је извршена за повећање капацитета производње до вредности пројектованог капацитета и смањења капацитета за 50%. Добијени резултати приказани су у табели 5.19.

Табела 5.19. Резултати оптимизације за варијације капацитета производње

Промена капацитета постројења [%]	Нето садашња вредност [€]	Коеф. нето садашње вредности [-]	Уштеда топлотне енергије [kWh/дан]	Инвестиција [€]	Нето годишња добит [€]	Прост период повраћаја инвестиције [год.]
+40	532.730	10,14	5.445	49.963	73.641	0,68
+30	532.730	10,66	5.445	49.963	73.641	0,68
+20	532.730	11,24	5.445	49.963	73.641	0,68
+10	532.730	11,88	5.445	49.963	73.641	0,68

0	532.730	12,6	5.445	49.963	73.641	0,68
-10	478.100	12,9	4.882	46.329	66.276	0,7
-20	422.870	13,24	4.317	42.665	58.834	0,73
-30	367.670	13,58	3.752	38.961	51.390	0,76
-40	312.520	13,95	3.187	35.198	43.944	0,8
-50	257.420	14,33	2.623	31.346	36.494	0,86

Повећање капацитета производње нема утицаја на NPV јер је због ограничења инвестиције ограничено коришћење отпадне топлоте са извора И2 па, иако повећање капацитета доводи до повећања количине отпадне топлоте на овом извору, није могуће прикупити сву расположиву топлоту јер је инвестицијом ограничена снага топлотне пумпе. На слици 5.32 приказан је утицај промене производног капацитета на економске показатеље NPV и $NPVQ$. Са слике се може закључити да смањење производног капацитета има негативан утицај на економске показатеље исплативости пројекта инвестиције у технологије за искоришћење отпадне топлоте.



Слика 5.32. Утицај промене капацитета постројења на економске показатеље NPV и $NPVQ$

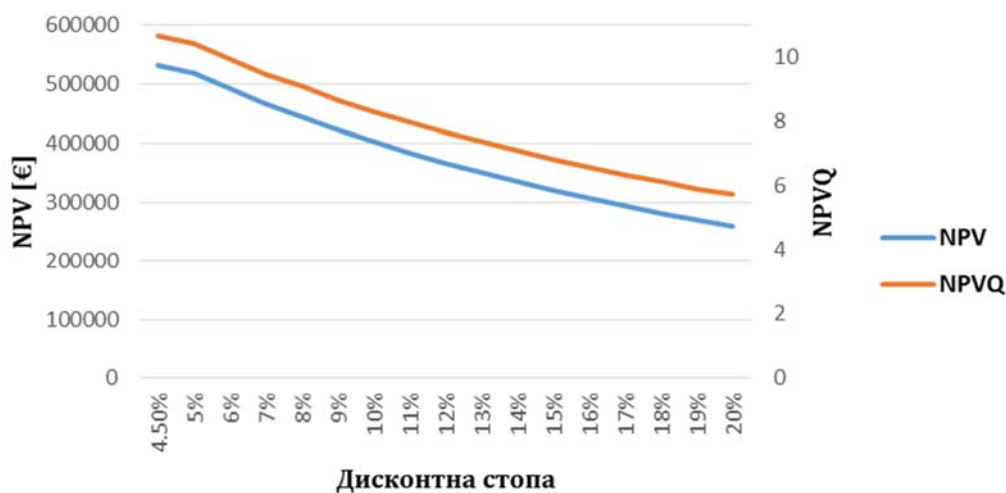
5.8.5. УТИЦАЈ ПРОМЕНЕ ДИСКОНТНЕ СТОПЕ

Дисконтна стопа као мерило вредности будућих новчаних износа у садашњем времену је такође варијабилна вредност која се најчешће креће у границама 3-20%. При том виша вредност дисконтне стопе показује да вредност новца у будућности вреди мање него у садашњем тренутку. Вредност дисконтне стопе која је усвојена у овој дисертацији је 4,5%, али је због могућих будућих промена дисконтне стопе извршена анализа утицаја овог параметра (Табела 5.20). На основу добијених резултата може се закључити да пораст дисконтне стопе негативно утиче на вредности NPV и $NPVQ$ (Слика 5.33), а да је утицај на избор технологије која ће се користити и техничке параметре оптималног решења за искоришћење отпадне топлоте занемарљив. Иако је вредност дисконтне стопе 20%, директно коришћење отпадне топлоте и коришћење отпадне топлоте са кондензатора расхладне

машине представља исплативо решење ($NPVQ$ је 5,74). Нето садашња вредност инвестиције за анализирани период од 10 година је 259.800 €.

Табела 5.20. Резултати оптимизације за варијације дисконтне стопе

Дисконтна стопа [%]	Нето садашња вредност [€]	Коеф. нето садашње вредности [-]	Уштеда топлотне енергије [kWh/дан]	Инвестиција [€]	Нето годишња добит [€]	Прост период повраћаја инвестиције [год.]
4,5	532.730	10,7	5.445	49.963	73.641	0,68
5	518.670	10,4	5.435	49.826	73.623	0,68
6	492.050	9,9	5.415	49.549	73.586	0,67
7	467.300	9,49	5.393	49.268	73.547	0,67
8	444.250	9,1	5.372	48.982	73.506	0,67
9	422.760	8,68	5.350	48.692	73.461	0,66
10	402.700	8,3	5.328	48.399	73.415	0,66
11	383.960	7,98	5.305	48.102	73.365	0,66
12	366.430	7,67	5.282	47.801	73.313	0,65
13	350.020	7,4	5.259	47.498	73.258	0,65
14	334.630	7,1	5.236	47.191	73.201	0,65
15	320.190	6,83	5.212	46.883	73.140	0,64
16	306.630	6,58	5.189	46.572	73.077	0,64
17	293.870	6,35	5.164	46.259	73.011	0,63
18	281.870	6,14	5.140	45.944	72.942	0,63
19	270.550	5,93	5.116	45.627	72.871	0,63
20	259.800	5,74	5.091	45.309	72.796	0,62



Слика 5.33. Утицај промене дисконтне стопе на економске показатеље NPV и $NPVQ$

6. ЗАКЉУЧАК

У оквиру дисертације развијена је методологија за мапирање извора отпадне топлоте у прехранбеној индустрији и одабир оптималног решења за искоришћење расположивог потенцијала. Развијена методологија се састоји из три кључна корака: мапирање извора отпадне топлоте, процена њене количине и квалитета и математичке оптимизације за различите функције циља. У оквиру првог корака развијене методологије врши се детаљан енергетски преглед постројења. Основни циљ енергетског прегледа је формирање дијаграма токова енергије и сировина у постројењу и одређивање специфичних индикатора потрошње енергије. Након детаљне анализе прикупљених података у току енергетског прегледа, мапирају се потенцијалне локације на којима се јавља отпадна топлота. Уједно, као резултат енергетског прегледа, мапирају се и све локације на којима постоје захтеви за топлотом, хлађењем или електричном енергијом. За сваки од мапираних извора отпадне топлоте утврђују се временска и просторна расположивост. За локације које представљају енергетски конзум, такође се утврђује време када постоје енергетски захтеви.

У другом кораку предложене методологије, утврђује се количина и квалитет отпадне топлоте. За сваки од мапираних извора, одређује се количина доступне енергије (топлотна снага извора) и температура на којој је отпадна топлота доступна. Вредности ових, основних параметара извора отпадне топлоте одређују се мерењем и теоријским прорачунима.

Након мапирања извора отпадне топлоте и утврђивања његовог енергетског потенцијала, одабирају се технологије које ће бити разматране. За потребе предложене методологије развијен је оригинални математички модел којим се описују и разматрају четири групе технологија:

- технологије за директно коришћење отпадне топлоте на истом или нижем температурном нивоу (размењивачи топлоте),
- технологије за подизање температурног нивоа (механичке компресионе топлотне пумпе (МНР), апсорпционе топлотне пуме (АНР) и топлотни трансформатори (НТ)),
- технологије за генерисање хлађења (апсорпциони чилери (АС)) и
- технологије за генерисање електричне енергије (органиски Ранкинов циклус (ORC), Калина циклус (KAL) и трилатерални циклус (TLC)).

Све наведене технологије за искоришћење отпадне топлоте, осим размењивача топлоте ограничене су у погледу минималне улазне температуре извора, па се из даље анализе искључују технологије чије параметре извори отпадне топлоте не задовољавају.

Последњи корак методологије предложене у дисертацији, представља дефинисање оптималне технологије за искоришћење отпадне топлоте у зависности од задате функције циља. Резултати оптимизације треба да покажу, на којим локацијама је могуће искористити довољну количину отпадне топлоте, а да при том буде задовољена функција циља. Функција циља у случају индустријског предузећа је

најчешће максимизација неког од економских показатеља: коефицијента нето садашње вредности, нето садашње вредности или минимизација периода повраћаја инвестиције.

Развијена методологија је тестирана на предузећу из сектора прехранбене индустрије (млекари) које према категоризацији спада у групу средњих предузећа. Детаљним енергетским прегледом постројења утврђени су токови потрошње топлотне и електричне енергије.

У анализираној млекури дневно се троши 15.000 kWh примарне енергије за потребе процесног грејања. Дневни захтеви за топлотом на производним линијама су израчунати и износе око 8.000 kWh топлотне енергије, па је на основу тога ефикасност система за продукцију и дистрибуцију топлоте 53%. Ефикасност котлова коју гарантује произвођач је 75%, па је прорачуном добијена вредност ефикасности система за дистрибуцију топлоте од 70%. Поред веома ниске ефикасности целокупног система за снабдевање процесном топлотом, додатне губитке енергије представљају и два извора процесне отпадне топлоте који су у току енергетског прегледа мапирани. На две производне линије укупно се дневно губи у виду отпадне топлоте око 1.200 kWh топлотне енергије. Количина енергије која се може искористити са ових извора је процењена на 95% од расположиве. Такође коришћењем топлоте димних гасова котлова могуће је дневно искористити 490 kWh топлотне енергије.

Расподела потрошње електричне енергије показује да се највише електричне енергије троши на процесно хлађење и хлађење готових производа 60%, тј. око 4.000 kWh/дан. На свим производним линијама постоје захтеви за процесним хлађењем, а сваки од производа се након паковања складишти у хладњачи. Све расхладне машине у анализираној млекури имају ваздухом хлађен кондензатор па се целокупна количина топлоте која се при процесу хлађења преко испаривача одводи од материје која се хлади, губи у виду отпадне топлоте преко кондензатора. С тим у вези кондензатори расхладних машина су мапирани као извори отпадне топлоте са највећим потенцијалом за искоришћење. Процењена количина отпадне топлоте са кондензатора расхладних машина у млекури која је предмет анализе је 10.700 kWh/дан на температури од 55 °C.

На компримовани ваздух се дневно троши око 550 kWh електричне енергије (8% удела у укупној потрошњи електричне енергије), а процењени потенцијал отпадне топлоте је 378 kWh/дан на температури од 60 °C.

Укупни потенцијал отпадне топлоте са свих извора је око 14.000 kWh/дан, при чему је највише расположивог потенцијала доступно са кондензатора расхладних машина 76%.

На основу резултата добијених оптимизацијом за више различитих функција циља може се закључити да је најбрже исплативо решење за искоришћење отпадне топлоте директна употреба процесне отпадне топлоте коришћењем размењивача топлоте. У анализираној млекури на две производне линије мапирани су извори отпадне топлоте. У свим анализираним случајевима, оптимално решење је коришћење отпадне топлоте са ових извора директно за наредне фазе производног процеса на истој производној линији. На овај начин би се целокупна количина доступне енергије искористила, а обзиром на то да су инвестициона улагања у

овакав вид искоришћења отпадне топлоте углавном релативно ниска, прост период повраћаја инвестиције је често мањи од месец дана. У анализираној млекари директном употребом процесне топлоте могуће је остварити уштеду од 13% у потрошњи топлотне енергије.

Поред директне употребе у свим анализираним случајевима када је функција циља максимизација нето садашње вредности, оптимално решење је коришћење отпадне топлоте са кондензатора расхладних машина. Количина отпадне топлоте која се на овај начин користи је ограничена само висином инвестиционих улагања и ограничењем у погледу захтева енергетског конзума. Интервјуом са руководиоцима анализираних предузећа утврђени су критеријуми према којима је нето садашња вредност основна функција циља, а ограничење у погледу максималних инвестиционих улагања је 50.000 €. У оваквом сценарију, према резултатима математичке оптимизације директно коришћење процесне отпадне топлоте, коришћење отпадне топлоте димних гасова и употреба механичке компресионе топлотне пумпе, су добијена решења. Максимална вредност нето садашње вредности је за период од 10 година 532.730 €. У овом случају, ограничење инвестиције условило је вредност максималне снаге топлотне пумпе, а тиме и количину енергије која се може искористити са извора отпадне топлоте. На овај начин 52,5% захтева за процесном топлотом било би подмирено коришћењем отпадне топлоте. У случају када не постоји ограничење максималне инвестиције, према резултатима оптимизације оптимално је коришћење свог расположивог потенцијала са кондензатора расхладних машина до оне количине топлоте која задовољава захтеве конзума. Овај сценарио је уједно и сценарио са највишом вредношћу *NPV* која за анализирани период од 10 година износи 690.880 €. Може се закључити да је оптимално решење за функцију циља максимизација нето садашње вредности, увек коришћење отпадне топлоте директно када је то могуће и коришћење механичке компресионе топлотне пумпе за искоришћење отпадне топлоте са кондензатора расхладних машина. Израчунато је да се у овом случају инвестиција у систем за искоришћење отпадне топлоте применом топлотне пумпе у свим сценаријима исплати за око годину дана.

Поред функције циља максимизације нето садашње вредности, у дисертацији су разматрани и сценарији са функцијом циља максимизација коефицијента нето садашње вредности. На основу добијених решења може се закључити да се највећа добит у односу на уложена средства остварује директном употребом процесне отпадне топлоте. Обзиром на то да коришћење отпадне топлоте применом топлотне пумпе негативно утиче на коефицијент нето садашње вредности, решења која су генерисана за ову функцију циља увек подразумевају само директну употребу процесне отпадне топлоте.

У дисертацији су анализирани утицаји појединих улазних параметара на резултате оптимизације. За основни сценарио (максимизација нето садашње вредности са ограничењем инвестиције од 50.000 €) разматран је утицај следећих параметара:

- цена електричне енергије,
- цена топлотне енергије,
- цена технологије (*MHP*),
- промена обима производње и
- промена дисконтне стопе.

Повећање цене електричне енергије за 20% утиче на смањење нето садашње вредности за 9,8%, док повећање цене топлотне енергије има позитиван утицај на нето садашњу вредност. Повећањем цене топлотне енергије за 20% повећава се нето садашња вредност за 33,4%, на основу чега се може закључити да промена цене топлотне енергије има значајно већи утицај на осетљивост модела.

Промена цене технологије у конкретном случају, има мали утицај на промену нето садашње вредности јер у укупним инвестиционим трошковима топлотна пумпа чини око 50% у свим анализираним сценаријима. Остали инвестициони трошкови су трошкови у систем за прикупљање и дистрибуцију отпадне топлоте до крајњег места коришћења који у анализираном случају износе 25.000 €. Ако се претпостави да ће у будућности цена технологије бити нижа за 20% у односу на тренутну цену (650 €/kW), ова промена ће утицати на повећање нето садашње вредности за свега 1,4%.

Пораст капацитета производње нема утицај на нето садашњу вредност инвестиције јер је због ограничења у погледу висине инвестиције количина отпадне топлоте која је на располагању већа од количине која се може искористити. Пораст капацитета може позитивно утицати на нето садашњу вредност искључиво код постројења код којих су потребе за процесном топлотом значајно веће у односу на расположиви потенцијал отпадне топлоте. Смањењем капацитета производње смањује се нето садашња вредност. Смањење капацитета производње за 20% утиче на смањење нето садашње вредности за 20,6%.

Утицај промене дисконтне стопе је релативно велики. Са порастом вредности овог параметра смањује се вредност *NPV*. У основном сценарију усвојена је константна вредност дисконтне стопе од 4,5%. Промена дисконтне стопе на вредност 10%, утицала би на смањење нето садашње вредности за 24,4%, док би се са порастом дисконтне стопе на 20%, смањила вредност *NPV* за 51,2%.

Промена свих разматраних параметара у опсегу очекиваних вредности утиче на резултате оптимизације, али се промена не одражава на избор оптималних технологија за искоришћење отпадне топлоте. Искоришћење отпадне топлоте директно и применом топлотне пумпе представља оптимално решење за све анализираних вредности утицајних параметара.

Методологија развијена у дисертацији, која је тестирана на студији случаја представља универзални приступ који може бити примењен на било ком предузећу из сектора прехранбене индустрије. У математички модел који је развијен за потребе дисертације инкорпориране су једначине за неколико најчешће коришћених технологија за искоришћење отпадне топлоте. Предузеће које је било предмет анализе припада специфичној грани индустрије (млекарству), код којег је највише отпадне топлоте доступно на 55-60 °C, па је од свих расположивих технологија, у свим сценаријима оптимално коришћење отпадне топлоте само директном употребом и применом топлотне пумпе. Уколико би се развијена методологија применила на неком од предузећа из друге производне гране (пекара, месара, индустрија пића, и др.), код којих су температурни нивои извора отпадне топлоте виши од оних у млекарама, као оптимална решења за искоришћење отпадне топлоте може се очекивати и примена неке од

апсорпционих технологија и/или циклуса снаге (органиски Ранкинов циклус, Калина циклус, трилатерални циклус).

Даља истраживања би требало да буду усмерена на укључивање вишекритеријумске анализе у предложену методологију, обзиром да доносиоци одлука у индустријским предузећима често не могу да донесу експлицитну одлуку о избору функције циља која би била коришћена при математичкој оптимизацији. У случају комерцијализације нових технологија за коришћење отпадне топлоте, једначине које описују те технологије такође треба инкорпорирати у математички модел.

7. Литература

- [1] "International Energy Outlook 2017," U.S. Energy Information Administration, доступно на: [https://www.eia.gov/outlooks/ieo/pdf/0484\(2017\).pdf](https://www.eia.gov/outlooks/ieo/pdf/0484(2017).pdf). (приступљено 12. фебруара 2018.)
- [2] Schneider M., Froggatt A., "The World Nuclear Industry Status Report 2017," A Mycle Schneider Consulting Project, Paris, 2017.
- [3] "International Energy Agency (IEA)," 2010., доступно на: <https://www.iea.org/media/training/eetw2016/industry/ThoreBerntssonIndustrialEnergyRelatedTechnologiesandSystems.pdf>. (приступљено 1. јула 2018.)
- [4] "Eurostat," Your key to European statistics, доступно на: <http://ec.europa.eu/eurostat>, (приступљено 2. Марта 2018.)
- [5] DOE, "Quadrennial technology review 2015," in *Chapter 6: Innovating clean energy technologies in advanced manufacturing*, technology assessments, 2015.
- [6] Mahmoudi A., Fazil M., Morad M. R., *A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle*, Applied Thermal Engineering, Vol. 143, pp. 660-675, 2018.
- [7] Armaroli N., Balzani V., *The Future of Energy Supply: Challenges and Opportunities*, Angewandte Chemie International Edition, Vol. 46, pp. 52-66, 2007.
- [8] Wang L., *Energy Efficiency and Management in Food Processing Facilities*, CRC Press Taylor&Francis Group, LLC, 2009.
- [9] Compton M., *et al.*, *Food processing industry energy and water consumption in the Pacific*, Innovative Food Science & Emerging Technologies, Vol. 47, pp. 371-383, 2018.
- [10] Kirby M. E., *et al.*, *The role of thermo-catalytic reforming for energy recovery from food and drink supply chain wastes*, Vol. 123, pp. 15-21, 2017.
- [11] Diakosavvas D., "Organisation for Economic Co-operation and Development," Improving Energy Efficiency in the Agro-food Chain, 22 May 2017.
- [12] "The future of food and agriculture – Trends and challenges," Food and Agriculture Organization of the United Nations, 15 November 2018. Доступно на: <http://www.fao.org/3/a-i6583e.pdf>.

- [13] Canning P., *et al.*, "Energy Use in the U.S. Food System, Economic Research Service," United States Department of Agriculture , 2010.
- [14] Egilmez G. M. *et al.*, *Supply chain sustainability assessment of the U.S. food manufacturing sectors: A life cycle-based frontier approach*, Resources, Conservation and Recycling, Vol. 82, pp. 8-20, 2014.
- [15] Xu Y., Szmerekovsky J., *System dynamic modeling of energy savings in the US food industry*, Journal of Cleaner Production, Vol. 165, pp. 13-26, 2017.
- [16] Monforti-Ferrario F., *et al.*, "Energy use in the EU food sector: State of play and opportunities for improvement," European Commission, Luxembourg, 2015.
- [17] "The economic impact of modern retail on choice and innovation in the EU food sector-Final report," European Commission, September 2014., доступно на: <http://ec.europa.eu/competition/publications/KD0214955ENN.pdf>. (приступљено 23. јула 2018.)
- [18] Wallgren C., Hojer M., *Eating energy- identifying possibilities for reduced energy use in the future food supply system*, Energy Policy, Vol. 37, pp. 5803-5813, 2009.
- [19] "Digest of United Kingdom Energy Statistics (DUKES), London, UK," Department for Business, Energy and Industrial Strategy, July 2018. Доступно на: https://assets.publishing.service.gov.uk/government/uploads/system/uploads/attachment_data/file/736148/DUKES_2018.pdf.
- [20] Jovanović B., Filipović J., Bakić V., *Prioritization of manufacturing sectors in Serbia for energy management improvement – AHP method*, Energy Conversion and Management, Vol. 98, pp. 225-235, 2015.
- [21] Tiwari K. B., Norton T., Holden N. M., *Sustainable Food Processing*, John Wiley & Sons, Ltd, 2014.
- [22] Al-Rabghi O. M., *Recovery and utilization of waste heat*, Heat Recovery Systems and CHP, Vol. 13, pp. 463-470, 1993.
- [23] Brueckner S., *Methods to estimate the industrial waste heat potential of regions – A categorization and literature review*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 38, pp. 164-171, 2014.
- [24] Wolf S., *et al.*, *Industrial heat pumps in Germany: Potentials, technological development and market barriers*, ECEEE 2012 SUMMER STUDY on Energy efficiency in industry

- [25] Pehnt M., *et al.*, *Industrial waste heat – tapping into a neglected efficiency potential*, ECEEE 2011 SUMMER STUDY on Energy efficiency in industry, доступно на:
- [26] Hammond GP., Norman J. B., *Heat recovery opportunities in UK manufacturing*, Applied Energy, Vol. 116, pp. 387-397, 2012.
- [27] Papapetrou M., *et al.*, *Industrial waste heat: Estimation of the technically available resource in the EU per industrial sector, temperature level and country*, Applied Thermal Engineering, Vol. 138, pp. 207-216, 2018.
- [28] Panayiotou G. P., *et al.*, *Preliminary assessment of waste heat potential in major European industries*, Energy Procedia, Vol. 123, pp. 335-345, 2017.
- [29] Forman C., *et al.*, *Estimating the global waste heat potential*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 57, pp. 1568-1579, 2016.
- [30] Karellas S., *et al.*, *Energetic and exergetic analysis of waste heat recovery systems in the cement industry*, Energy, Vol. 58, pp. 147-156, 2013.
- [31] Karellas S., *et al.*, *The potential of WHR/batch and cullet preheating for energy efficiency in the EU ETS glass industry and the related energy incentives*, Energy Efficiency, Vol. 11, pp. 1161-1175, 2018.
- [32] Campana F., *et al.*, *ORC waste heat recovery in European energy intensive industries: Energy and GHG savings*, Energy Conversion and Management, Vol. 76, pp. 244-252, 2013.
- [33] Becker H., Vuillermoz A., Marechal F., *Heat pump integration in a cheese factory*, Applied Thermal Engineering, Vol. 43, pp. 118-127, 2012.
- [34] Law R., *A Knowledge-Based System for Low-Grade Waste Heat Recovery in the Process Industries*, Newcastle University, 2014.
- [35] Miro L., Bruckner S., Cabeza L. F., *Mapping and discussing Industrial Waste Heat (IWH) potentials for different countries*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 51, pp. 847-855, 2015.
- [36] Persson U., Moller B., Werner S., *Heat Roadmap Europe: identifying strategic heat synergy regions*, Energy Policy, Vol. 74, pp. 663-681, 2014.
- [37] Miro L., *et al.*, *Methodologies to estimate industrial waste heat potential by transferring key figures: A case study for Spain*, Applied Energy, Vol. 169, pp. 866-873, 2016.

- [38] Seck G. S., Guerassimoff G., Maizi N., *Heat recovery using heat pumps in non-energy intensive industry: Are Energy Saving Certificates a solution for the food and drink industry in France?*, Applied Energy, Vol. 156, pp. 374-389, 2015.
- [39] Bruckner S., *et al.*, *Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies*, Applied Energy, Vol. 151, pp. 157-167, 2015.
- [40] Seck G. S., Guerassimoff G., Maizi N., *Heat recovery with heat pumps in non-energy intensive industry: A detailed bottom-up model analysis in the French food & drink industry*, Applied Energy, Vol. 111, pp. 489-504, 2013.
- [41] Fang H., *et al.*, *Industrial waste heat utilization for low temperature district heating*, Energy Policy, Vol. 62, pp. 236-246, 2013.
- [42] Fisher J., *Comparison of trilateral cycles and organic Rankine cycles*, Energy, Vol. 32, pp. 6208-6219, 2011.
- [43] M. Löffler, *Kreisprozess mit Flashverdampfung im Arbeitsraum einer Kolbenmaschine*. VGB PowerTech, Vol. 7, 2007.
- [44] Ajimotohan H. A., *et al.*, *Trilateral Flash Cycle for Recovery of Power from a Finite Low-Grade Heat Source*, Computer Aided Chemical Engineering, Vol. 33, pp. 1831-1836, 2014.
- [45] Van De Bor D. M., Infante Ferreira C. A., Kiss A.A., *Low grade waste heat recovery using heat pumps and power cycles*, Energy, Vol. 89, pp. 864-873, 2015.
- [46] Shu G., *et al.*, *Parametric and working fluid analysis of a dual-loop organic Rankine cycle (DORC) used in engine waste heat recovery*, Applied Energy, Vol. 113, pp. 1188-1198, 2014.
- [47] Little A. B., *et al.*, *Comparative assessment of alternative cycles for waste heat recovery and upgrade*, Energy, Vol. 36, pp. 4492-4504, 2011.
- [48] Kim Y. M., *et al.*, *Single-loop organic Rankine cycles for engine waste heat recovery using both low- and high-temperature heat sources*, Energy, Vol. 96, pp. 482-494, 2016.
- [49] Tuan C., *et al.*, *Performance assessment with Pinch technology and integrated heat pumps for vaporized concentration processing*, Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers, Vol. 43, pp. 226-234, 2012.
- [50] Desai N. B., Bandyopadhyay S., *Process integration of organic Rankine cycle*, Energy, Vol. 34, pp. 1674-1686, 2009.

- [51] Chen C-L., Li P., Le S. N. T., *Organic Rankine cycle for waste heat recovery in a refinery*, Industrial & Engineering Chemistry Research, Vol. 55, pp. 3262-3275, 2016.
- [52] Chen C-L., *et al.*, *Heat-exchanger network synthesis involving organic rankine cycle for waste heat recovery*, Industrial & Engineering Chemistry Research, Vol. 53, pp. 16924-16936, 2014.
- [53] Modla G., Lang P., *Heat pump systems with mechanical compression for batch distillation*, Energy, Vol. 62, pp. 403-417, 2013.
- [54] Zhang H. S., Zhao H. B., Li Z. L., *Performance analysis of the coal-fired power plant with combined heat and power (CHP) based on absorption heat pumps*, Journal of the Energy Institute, Vol. 89, pp. 70-80, 2016.
- [55] Horuz I., Kurt B., *Absorption heat transformers and an industrial application*, Renewable Energy, Vol. 35, pp. 2175-2181, 2010.
- [56] Lira-Barragan L. F., *et al.*, *Optimal design of process energy systems integrating sustainable considerations*, Energy, Vol. 76, pp. 139-160, 2014.
- [57] Viklund S. B., Karlsson M., *Industrial excess heat use: systems analysis and CO emissions reduction*, Applied Energy, Vol. 152, pp. 189-197, 2015.
- [58] Oluleye G., Jobson M., Smith R., *Optimisation-based design of site waste heat recovery systems*, Ecos2015 : 28th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, France, 2015.
- [59] Oluleye G., Smith R., *A mixed integer linear programming model for integrating thermodynamic cycles for waste heat exploitation in process sites*, Applied Energy, Vol. 178, pp. 434-453, 2016.
- [60] World Energy Resources, World Energy Council, 2016. доступно на: <https://www.worldenergy.org/assets/images/imported/2016/10/World-Energy-Resources-Full-report-2016.10.03.pdf>
- [61] Wu X. F., Chen G. Q., *Global primary energy use associated with production, consumption and international trade*, Energy Policy, Vol. 111, pp. 85-94, 2017.
- [62] Johansson M., Thollander P., *A review of barriers to and driving forces for improved energy efficiency in Swedish industry-Recommendations for successful in-house energy management*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 82, pp. 618-628, 2018.

- [63] Li M-J, Tao W-Q, *Review of methodologies and polices for evaluation of energy efficiency in high energy-consuming industry*, Applied Energy, Vol. 187, pp. 203-215, 2017.
- [64] Qi X., et al., *Total-factor energy efficiency of coal consumption: An empirical analysis of China's energy intensive industries*, Energy, Vol. 172, 2018.
- [65] Dudley B., *BP Statistical Review of World Energy*, June 2017. Доступно на: <https://www.bp.com/content/dam/bp/en/corporate/pdf/energy-economics/statistical-review-2017/bp-statistical-review-of-world-energy-2017-full-report.pdf>.
- [66] "European Environment Agency", доступно на: <https://www.eea.europa.eu/>
- [67] Santeramo F. G., et al., *Emerging trends in European food, diets and food industry*, Food Research International, Vol. 104, pp. 39-47, 2018.
- [68] Ashton W., et al., *Food&Beverage Processing Industry Growth Pathways to 2020*, Rural Development Institute, Brandon University, 2014.
- [69] Division, United Nations Department of Economic and Social Affairs Population, The 2012 Revision, доступно на: <https://science.sciencemag.org/content/346/6206/234>
- [70] Nellemann C., et al., *The environmental food crisis: the environment's role in averting future food crises: a UNEP rapid response assessment*, United Nations Environment Programme, Grid-Arendal, 2009.
- [71] Martin-Gorriz B., Soto-Garcia M., Martinez-Alvarez V., *Energy and greenhouse-gas emissions in irrigated agriculture of SE (southeast) Spain. Effects of alternative water supply scenarios*, Energy, Vol. 77, pp. 478-488, 2014.
- [72] Azzam A., *Energy Consumption in the U.S. Food System*, 31 October 2012. Доступно на: http://digitalcommons.unl.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1598&context=agecon_cornhusker
- [73] Chaustowski R., Dolman S., *Australian Government, Department of Industry, Innovation and Science, Australia's Food and Agribusiness sector – Data profile*, доступно на: <https://archive.industry.gov.au/industry/IndustrySectors/FoodManufacturing/Industry/Documents/Food-and-Agribusiness-Data-Pack.pdf>
- [74] Tassou S., et al., *Energy Demand and Reduction Opportunities in the UK Food Chain*, Proceedings of the Institution of Civil Engineers – Energy, Vol. 167, pp. 162-170, 2014

- [75] Nunes J., *et al.*, *Key points on the energy sustainable development of the food industry – Case study of the Portuguese sausages industry*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 57, pp. 393-411, 2016.
- [76] Jovanović B., Filipović J., Bakić V., *Energy management system implementation in Serbian manufacturing - Plan-Do-Check-Act cycle approach*, *Journal of Cleaner Production*, Vol. 162, pp. 1144-1156, 2017.
- [77] "Pregled aktuelnog stanja sa Swot analizom za prehrambenu industriju u Srbiji", Ministarstvo privrede, Republika Srbija, Beograd, 2017.
- [78] Worrell E., *et al.*, *Industrial energy efficiency and climate change mitigation*, *Energy Efficiency*, Vol. 2, 2009
- [79] Mori M., *et al.*, *A study on energy efficiency improvement for machine tools*, *CIRP Annals*, Vol. 60, pp. 145-148, 2011
- [80] Worrell E., *et al.*, *Productivity Benefits of Industrial Energy Efficiency Measures*, *Energy*, Vol. 28, pp. 1081-1098, 2001.
- [81] OECD, "An Introduction to Energy Management Systems: Energy Savings and Increased Industrial Productivity for the Iron and Steel Sector", 2015., доступно на: www.oecd.org/sti/ind/Energy-efficiency-steel-sector-1.pdf
- [82] Verghese K., Lewis H., Fitzpatrick L., *Packaging for Sustainability*, London: Springer, 2012.
- [83] FAO, "Energy-Smart food for people and climate-Issue Paper," 2011., доступно на: <http://www.fao.org/docrep/014/i2454e/i2454e00.pdf>
- [84] Klemeš J., Smith R., Kim J-K., *Handbook of water and energy management in food processing*, CRC Press LLC, 2008.
- [85] "Environmental Sustainability Vision Towards 2030", 2012., доступно на: <http://sustainability.fooddrinkeurope.eu>
- [86] Ramirez C. A., Patel M., Blok K., *How much energy to process one pound of meat? A comparison of energy use and specific energy consumption in the meat industry of four European countries*, *Energy*, Vol. 31, pp. 2047-2063, 2006.
- [87] Kannan R., Boie W., *Energy management practices in SME—case study of a bakery in Germany*, *Energy Conversion and Management*, Vol. 44, pp. 945-959, 2003.

- [88] Gordić D., *et al.*, *Development of energy management system—case study of Serbian car manufacturer*, *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, pp. 2783-2790, 2010.
- [89] Cullen J., Allwood J., *Theoretical efficiency limits for energy conversion devices*, *Energy*, Vol. 35, pp. 2059-2069, 2010.
- [90] Viklund S. B., Karlsson M., *Industrial excess heat use: Systems analysis and CO2 emissions reduction*, *Applied Energy*, Vol. 152, pp. 189-197, 2015.
- [91] Zuberi M. J., *et al.*, *Excess heat recovery: An invisible energy resource for the Swiss industry sector*, *Applied Energy*, Vol. 228, pp. 390-408, 2018.
- [92] Amon R., *et al.*, *Waste heat and water recovery opportunities in California tomato paste processing*, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 78, pp. 525-532, 2015.
- [93] Maruoka N., *et al.*, *Feasibility study for recovering waste heat in the steelmaking industry using a chemical recuperator feasibility study for recovering waste heat in the steelmaking industry using a chemical recuperator*, *ISIJ International*, Vol. 44, pp. 257-262, 2004.
- [94] Solanki R., Galindo A., Markides C. N., *Dynamic modelling of a two-phase thermofluidic oscillator for efficient low grade heat utilization: Effect of fluid inertia*, *Applied Energy*, Vol. 89, pp. 156-163, 2012.
- [95] Markides C. N., Solanki R., Galindo A., *Working fluid selection for a two-phase thermofluidic oscillator: Effect of thermodynamic properties*, *Applied Energy*, Vol. 124, pp. 167-185, 2014.
- [96] Oyewunmi O., *et al.*, *Working-fluid selection and performance investigation of a two-phase single-reciprocating-piston heat-conversion engine*, *Applied Energy*, Vol. 186, pp. 376-395, 2017.
- [97] Kirmse C., *et al.*, *Two-phase single reciprocating-piston heat conversion engine: Non-linear dynamic modelling*, *Applied Energy*, Vol. 186, pp. 359-375, 2017.
- [98] Atkins M., Walmsley M., Neale J., *Integrating heat recovery from milk powder spray dryer exhausts in the dairy industry*, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 2101-2106, 2010.
- [99] Pantaleo A., *et al.*, *Integrating cogeneration and intermittent waste-heat recovery in food processing: Microturbines vs. ORC systems in the coffee roasting industry*, *Applied Energy*, Vol. 225, pp. 782-796, 2018.

- [100] Berthou M., Bory D., *Overview of waste heat in the industry in France*, Arnhem, Netherlands, 2012.
- [101] Utlu Z., Hepbasli A., *A review on analyzing and evaluating the energy utilization efficiency of countries*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 11, pp. 1-29, 2007.
- [102] Brueckner S., *et al.*, *Industrial waste heat potential in Germany – a bottom-up analysis*, Energy Efficiency, Vol. 10, pp. 513-525, 2017.
- [103] Brueckner S., Spliethoff H., Wagner U., *Industrielle Abwärme in Deutschland- Bestimmung von gesichertem Aufkommen und wirtschaftlicher Nutzbarkeit*, German, 2016.
- [104] Chung M., Im YH, Park BS., *Distribution of industrial waste heat and characteristics of heat trading among district heating companies in Korea*, Proceedings of international conference on applied energy (ICAE) 2013.
- [105] SPIRE, *Sustainable Process Industry through Resource and Energy Efficiency*, доступно на: <https://www.spire2030.eu/sites/default/files/pressoffice/spire-roadmap.pdf>
- [106] Miro L., Bruckner S., Cabeza L., *Mapping and discussing Industrial Waste Heat (IWH) potentials for different countries*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 51, pp. 847-855, 2015.
- [107] McKenna R. C., Norman J. B., *Spatial modelling of industrial heat loads and recovery potentials in the UK*, Energy Policy, Vol. 38, pp. 5878-5891, 2010.
- [108] Luo Y., *A Framework for Waste Heat Energy Recovery within Manufacturing- Doktorska teza*, Loughborough University Institutional Repository, 2016.
- [109] Atkins M. J., Walmsley M., Neale J. R. *The challenge of integrating non-continuous processes – milk powder plant case study*, Journal of Cleaner Production, Vol. 18, pp. 927-934, 2010.
- [110] Huang F., *et al.*, *Heat recovery potentials and technologies in industrial zones*, Journal of the Energy Institute, Vol. 90, pp. 951-961, 2016.
- [111] Shah R. K., Sekulić D. P., *Fundamentals of heat exchanger design*, New York: John & Wiley, 2003.
- [112] Thulukkanam K., *Heat Exchanger Design Handbook-Second edition*, New York: CRC Press Taylor & Francis Group, 2013.

- [113] Aghayari R., *et al.*, *Effect of nanoparticles on heat transfer in mini double-pipe heat exchangers in turbulent flow*, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, pp. 301-306, 2015.
- [114] Srihari N., Das S. K., *Transient response of multi-pass plate heat exchangers considering the effect of flow maldistribution*, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, Vol. 47, pp. 695-707, 2008.
- [115] Javanjal J. K., Parande M., *Experimental studies on heat transfer using plate heat exchanger*, *Journal of Chemical, Biological and Physical Sciences*, Vol. 3, pp. 2806-2817, 2017.
- [116] Reppich M., *Use of high performance plate heat exchangers in chemical and process industries*, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 38, pp. 999-1008, 1999.
- [117] Abu-Khader M. M., *Plate heat exchangers: Recent advances*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 16, pp. 1883-1891, 2012.
- [118] Arsenyeva O. P., *et al.*, *Two types of welded plate heat exchangers for efficient heat recovery in industry*, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 105, pp. 763-773, 2016.
- [119] Zhang J., *et al.*, *A review of heat transfer enhancement techniques in plate heat exchangers*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 101, pp. 305-328, 2019.
- [120] Ozdemir K., Serincan M., *A computational fluid dynamics model of a rotary regenerative heat exchanger in a flue gas desulfurization system*, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 143, pp. 988-1002, 2018.
- [121] Skiepko T., Shan R. K., *Modeling and effect of leakages on heat transfer performance of fixed matrix regenerators*, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 1608-1632, 2005.
- [122] Jouhara H., *et al.*, *Waste heat recovery technologies and applications*, *Thermal Science and Engineering Progress*, Vol. 6, pp. 268-289, 2018.
- [123] Yodrak L., *et al.*, *Waste Heat Recovery by Heat Pipe Air-Preheater to Energy Thrift from the Furnace in a Hot Forging Process*, *American Journal of Applied Sciences*, Vol. 7, pp. 675-681, 2010.
- [124] Shao H., *et al.*, *Numerical investigation on a separated structure shell-and-tube waste heat boiler based on experiment*, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 117, pp. 1006-1018, 2018.

- [125] Lee C-E., *et al.*, *Analysis of the thermodynamic performance of a waste-heat-recovery boiler with additional water spray onto combustion air stream*, Applied Thermal Engineering, Vol. 135, pp. 197-205, 2018.
- [126] Turner W. C., Doty S., *Energy Management Handbook*, London: Taylor & Francis Ltd, 2009.
- [127] Hou J., *et al.*, *A New System of Absorption Heat Pump Vs. Boiler for Recovering Heat and Water Vapor in Flue Gas*, Energy Procedia, Vol. 152, pp. 1266-1271, 2018.
- [128] Shanqing X., Daohong W., *Design Features of Air and Gas Double Preheating Regenerative Burner Reheating Furnace*, Energy Procedia, Vol. 66, pp. 189-192, 2015.
- [129] Sanchez M., Cadavid F., Amell A., *Experimental evaluation of a 20 kW oxygen enhanced self-regenerative burner operated in flameless combustion mode*, Applied Energy, Vol. 111, pp. 240-246, 2013.
- [130] Garcia A. M., Amell A. A., *A numerical analysis of the effect of heat recovery burners on the heat transfer and billet heating characteristics in a walking-beam type reheating furnace*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 127, pp. 1208-1222, 2018.
- [131] Schwotzer C., Schnitzler M., Pfeifer H., *Low scale reheating of semi-finished metal products in furnaces with recuperative burners*, Applied Thermal Engineering, Vol. 128, pp. 586-594, 2018.
- [132] Costiuc I., Costiuc L., Radu S., *Waste heat recovery using direct thermodynamic*, Engineering Sciences, Vol. 8, 2018.
- [133] Kiss A. A., Ferreira C. A. I., *Heat Pumps in Chemical Process Industry*, Yew York: CRC Press Taylor & Francis Group, 2017.
- [134] Chua K. J., Chou S. K., Yang W. M., *Advances in heat pump systems: A review*, Applied Energy, Vol. 87, pp. 3611-3624, 2010.
- [135] Baradey Y., *et al.*, *Waste Heat Recovery In Heat Pump Systems: Solution To Reduce Global Warming*, IIUM Engineering Journal, Vol. 16, 2015.
- [136] Banjac M., Stamenić M., *Primena toplotnih pumpi u industriji*, Mreža za energetske efikasnost u industriji Srbije (MEEIS).
- [137] Zhang L., *et al.*, *Advances in vapor compression air source heat pump system in cold regions: A review*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 81, pp. 353-365, 2018.

- [138] Goyal A., Staedter M. A., Garimella S., *A review of control methodologies for vapor compression and absorption heat pumps*, International Journal of Refrigeration, Vol. 97, pp. 1-20, 2019.
- [139] Kiss A. A., Landaeta S. J. F., Ferreira C. A. I., *Towards energy efficient distillation technologies – Making the right choice*, Energy, Vol. 47, pp. 531-542, 2012.
- [140] Van de Bor D. M., Ferreira C. I., *Quick selection of industrial heat pump types including the impact of thermodynamic losses*, Energy, Vol. 53, pp.312-322, 2013.
- [141] Kiss A. A., *Advanced Distillation Technologies*, Chichester: A John Wiley&Sons, 2013.
- [142] Sarkar J., *Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems-A review*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 16, pp. 6647-6659, 2012.
- [143] Popovac M., et al., *Performance analysis of a high-temperature heat pump with ejector based on butane as the refrigerant*, 12th IEA Heat Pump Conference , Vienna, Austria, 2017.
- [144] Šarevski M., Šarevski V., *Energy Efficiency Of Combined Compressor-Ejector Refrigeration / Heat Pump Systems*, доступно на:
<https://izdanja.smeits.rs/index.php/kghk/article/download/2851/2897/>
- [145] Nguyen T. Q., Slawnwhite J. D., Boulama K. G., *Power generation from residual industrial heat*, Energy Conversion and Management, Vol. 51, pp. 2220-2229, 2010.
- [146] Qiu G., et al., *Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications*, Fuel , Vol. 96, pp. 374-382, 2012.
- [147] Patil V. R., et al., *Techno-economic comparison of solar organic Rankine cycle (ORC) and photovoltaic (PV) systems with energy storage*, Renewable Energy, Vol. 113, pp. 1250-1260, 2017.
- [148] DiPippo R., *Geothermal power plants: evolution and performance assessments*, Geothermics, Vol. 53, pp. 291-307, 2015.
- [149] Lion S., et al., *A review of waste heat recovery and Organic Rankine Cycles (ORC) in on-off highway vehicle heavy duty diesel engine applications*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 79, pp. 691-708, 2017.

- [150] Shu G., *et al.*, *Experimental investigation on thermal OS/ORC (Oil Storage/Organic Rankine Cycle) system for waste heat recovery from diesel engine*, Energy, Vol. 107, pp. 693-706, 2016.
- [151] Campana F., *et al.*, *ORC waste heat recovery in European energy intensive industries: energy and GHG savings*, Energy Conversion and Management, Vol. 76, pp. 244-252, 2013.
- [152] Sik-Park B., *et al.*, *Review of Organic Rankine Cycle experimental data trends*, Energy Conversion and Management, Vol. 173, pp. 679-691, 2018.
- [153] Aneke M., *et al.*, *Power generation from waste heat in a food processing application*, Applied Thermal Engineering, Vol. 36, pp. 171-180, 2012.
- [154] Minea V., *Power generation with ORC machines using low-grade waste heat or renewable energy*, Applied Thermal Engineering, Vol. 69, pp. 143-154, 2014.
- [155] Tchanche B. F., *et al.*, *Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle*, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 2468-2476, 2009.
- [156] Kang S. H., *Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid*, Energy, Vol. 41, pp. 514-524, 2012.
- [157] Zhang X., He M., Zhang Y., *A review of research on the Kalina cycle*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 16, pp. 5309-5318, 2012.
- [158] Milewski J., Krasucki J., *Comparison of ORC and Kalina cycles for waste heat recovery in the steel industry*, Journal Of Power Technologies, Vol. 97, 2017.
- [159] DiPippo R., *Second Law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids*, Geothermics, Vol. 33, pp. 565-586, 2004.
- [160] Bombarda P., Invernizzi C. M., Pietra C., *Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles*, Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 212-219, 2010.
- [161] В. Стијеповић, *Нова метода за енергетску интеграцију процесних постројења у индустријским комплексима*, Београд: Технолошко-металрушки факултет, Универзитет у Београду, 2014.
- [162] Zoughaib A., *From Pinch Methodology to Pinch-Energy Integration of Flexible Systems*, Elsevier, 2017.

- [163] Y. E. C. C.-T. Bao-HongLi, *An improved design method for retrofitting industrial heat exchanger networks based on Pinch Analysis*, Chemical Engineering Research and Design, Vol. 148, pp. 260-270, 2019.
- [164] Крчевинац С., *Операциона истраживања 1*, Београд: Факултет организационих наука, Универзитет у Београду, 2012.
- [165] Рашковић П., *Оптимизација рекуперационих енергетских система у индустрији*, Универзитет Светозар Марковић у Крагујевцу, Машински факултет, 1995.
- [166] Јосијевић М., *Технологије складиштења топлотне енергије*, Енергија, економија, екологија, Vol. 20, no. 1-2, 2018.
- [167] Josijević M., Šušteršič V., Gordić D., *Ranking energy performance opportunities obtained with energy audit in dairies*, DOI: <https://doi.org/10.2298/TSCI191125100J>, 2020.
- [168] В. Вукашиновић, *Методологија дугорочног планирања коришћења потенцијала бимасе*, Докторска дисертација, Факултет инжењерских наука у Крагујевцу, 2017.
- [169] "OECD-FAO agricultural outlook 2016-2025," Food and Agriculture Organization of the United Nations, 2016.
- [170] ***, https://www.clal.it/en/?section=produzioni_popolazione_world
- [171] *The World dairy situation Bulletin of the International Dairy Federation*, Brussels, Belgium, 2016.
- [172] Kos J., et al., *Occurrence and estimation of aflatoxin M1 exposure in milk in Serbia*, *Food Control*, Vol. 38, pp. 41-46, 2014.
- [173] Šušteršič V., et al., *An overview of wastewater treatment from the milk and dairy industry—case study of Central Serbia*, Vol. 133, pp. 10-19, 2018.
- [174] "Агенција за привредне регистре Републике Србије" доступно на: <https://www.apr.gov.rs/%d0%bf%d0%be%d1%87%d0%b5%d1%82%d0%bd%d0%b0.3.html>
- [175] Ramirez C. A., Patel M., Blok K., *The non energy intensive manufacturing sector: An energy analysis relating to the Netherlands*, *Energy*, Vol. 30, pp. 749-767, 2005.

- [176] Briam R., Walker M. E., Masanet E., *A comparison of product-based energy intensity metrics for cheese and whey processing*, Journal of Food Engineering, Vol. 151, pp. 25-33, 2015.
- [177] Xu T., Flapper J., *Energy use and implications for efficiency strategies in global fluid-milk processing industry*, Energy Policy, Vol. 37, pp. 5334-5341, 2009.
- [178] Project T. M., *Dairy Energy Efficiency-Dairy Cooperative Partnerships for Improved*, Minnesota Department of Commerce, Division of Energy Resources, 2015.
- [179] Ramirez C. A., Patel M., Blok K., *From fluid milk to milk powder: Energy use and energy efficiency in the European dairy industry*, Energy, Vol. 31, 1984-2004, 2006.
- [180] Munir M. T., Yu M. W., Young B., *Can Exergy be a Useful Tool for the Dairy Industry?*, Computer Aided Chemical Engineering, Vol. 33, pp. 1129-1134, 2014.
- [181] Cooper S., *et al.*, *Energy saving potential of high temperature heat pumps in the UK Food and Drink sector*, Energy Procedia, Vol. 161, pp. 142-149, 2019.
- [182] Ladha-Sabur A., *et al.*, *Mapping energy consumption in food manufacturing*, Trends in Food Science & Technology, Vol. 86, pp. 270-280, 2019.
- [183] Meyers S., *et al.*, *Energy efficiency, carbon emissions, and measures towards their*, Energy, Vol. 104, pp. 266-283, 2016.
- [184] Alfen N. V., *Encyclopedia of agriculture and food systems*, 2014.
- [185] Foster C., *et al.*, *Environmental impacts of food production and consumption: A report to the Department for Environment*, FAO, 2006.
- [186] Industrial Assessment Center, U.S department of energy, доступно на: <https://iac.university/searchAssessments?naicsCode=335>
- [187] Therkelsen P., McKane A., *Implementation and rejection of industrial steam system energy efficiency measures*, Energy Policy, Vol. 57, pp. 318-328, 2013.
- [188] Saidur R., *Energy savings and emission reductions in industrial boilers*, Thermal science, Vol. 15, No. 3, pp. 705-719, 2011.
- [189] ***, Kaminski J., Leduc G., *Energy efficiency improvement options for the EU food industry*, https://www.researchgate.net/publication/277311348_Energy_efficiency_improvement_options_for_the_EU_food_industry

- [190] Jouhara H., *et al.*, *Waste heat recovery technologies and applications*, Thermal Science and Engineering Progress, Vol. 6, pp. 268-289, 2018.
- [191] MASANET E., *et al.*, *Energy Efficiency Improvement and Cost Saving Opportunities for the Fruit and Vegetable Processing Industry – An ENERGYSTAR Guide for Energy and Plant Managers*. August 2007. <http://ies.lbl.gov/>
- [192] Šešljija D., *et al.*, *Improving energy efficiency in compressed air systems – Practical experiences*, Thermal Science, Vol. 20, pp. S355-S370, 2016.
- [193] Nehler T., *Linking energy efficiency measures in industrial compressed air systems with non-energy benefits – A review*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 89, pp. 72-87, 2018.
- [194] Christian Stenqvist, *Voluntary Energy Efficiency Programs: An Interim Evaluation of PFE in Sweden*, Conference: 10th IAEE European Conference: Energy, Policies and Technologies for Sustainable Economies At: Vienna, Austria, September 2009
- [195] Josijevic M., *et al.*, *A method to estimate savings of led lighting instalation in public buildings: The case study of secondary schools in Serbia*, Thermal Science, Vol. 21, no. 6 Part B, pp. 2931–2943, 2017.
- [196] Moejes S. N., Boxtel A., *Energy saving potential of emerging technologies in milk powder production*, Trends in Food Science & Technology, Vol. 60, pp. 31-42, 2017.
- [197] Brush A., *et al.*, *Energy Efficiency Improvement and Cost Saving Opportunities for the Dairy Processing Industry*, LBNL-6261E, Lawrence Berkley National Laboratory, Berkeley, California, 2011
- [198] Liu W., *Failure analysis on the economisers of a biomass fuel boiler*, Engineering Failure Analysis, Vol. 31, pp. 101-117, 2013.
- [199] Čepić Z., *Matematičko modelovanje sagorevanja pšenične slame u nepokretnom sloju sa aspekta uticaja promene parametara procesa*, doktorska disertacija, Univerzitet u Novom Sadu, Fakultet tehničkih nauka, 2017.
- [200] Coskun C., Oktay Z., Ilten N., *A new approach for simplifying the calculation of flue gas specific heat and specific exergy value depending on fuel composition*, Energy, Vol. 34, pp. 1898-1902, 2009.

ПРИЛОЗИ

ПРИЛОГ 1 - УПИТНИК ЗА ЕНЕРГЕТСКИ ПРЕГЛЕД ПРЕДУЗЕЋА

Назив предузећа	
Локација (адреса)	
Број запослених	
Дневно ангажовање постројења	
Годишње ангажовање (број радних дана постројења)	

У прилогу доставити план постројења са шемом технолошких процеса!

- Енергенти који се користе у предузећу (додати по потреби)

Електрична енергија	
Природни гас	
Пара	
Лож уље	

- Годишњи трошкови енергената који се користе у постројењу (додати по потреби)

Енергент	Годишњи трошак [РСД]
Електрична енергија	
Природни гас	
Пара	
Лож уље	

Доставити у прилогу рачуне за енергију у претходном периоду (минимално годину дана)!

- Подаци о производњи у претходном периоду (минимално годину дана)

Тип производа	Јединица	Количина

Искоришћеност производних капацитета [%]	
--	--

- Систем за коришћење ел. енергије

Напонски ниво прикључења на електро мрежу	
Број трансформатора и њихов капацитет	
Тарифни систем (структура)	
Да ли сте упознати са постојањем могућих другачијих тарифних структура?	
Укупна инсталисана снага потрошача [kW]	
Уговором дефинисана одобрена снага [kW]	
Фактор снаге ($\cos \phi$ [-])	
Да ли је инсталиран систем за аутоматску компензацију фактора снаге?	
Ако је одговор на претходно питање ДА, описати систем	
Да ли постоје агрегати за резервно снабдевање електричном енергијом (описати агрегате и енергенте које користе)	
Да ли постоји систем за когенерацију (описати)	

- Највећи потрошачи електричне енергије

Назив процесног уређаја	Номинална снага [kW]	Дневно ангажовање [h]

Електромотори

Намена	Номинална снага [kW]	Број [-]	Дневно ангажовање [h]	VSD погон

Расвета

Тип расвете	Укупна номинална снага [kW]	Број сијалица [-]
Инкадесцентне сијалице (са ужареним влакном) (IL)		
Компакт флуоресцентне сијалице (CFL)		
Флуоресцентне (FL)		
Металхалогене (<i>metalhalidne</i>) (MH)		
Натријумске ниског притиска (LPS),		
Натријумске високог притиска (HPS),		
Живине високог притиска (HPM)		
ЛЕД		

- Систем за производњу и коришћење топлотне енергије

Подаци о пећима, котловима и ложиштима				
Тип	Номинална снага/капацитет	Енергент	Радни притисак [bar]	Температура [°C]

- Обновљиви извори енергије који се користе у предузећу (описати)

--

- Активности на повећању енергетске ефикасности у последње три године (описати)

--

1. Да ли је дефинисана политика енергетског менаџмента (енергетска политика) предузећа?

Да	Не
----	----

2. Ко је одговоран за спровођење енергетског менаџмента?

Име:	
позиција у организацији:	
коме он/она подноси извештај:	
ангажовање (пуно или скраћено радно време):	
број запослених у енергетском одељењу:	

3. Како се анализира потрошња енергије?

од стране управе (централизовано) или на терену (локацији)	
периодично према утврђеном распоред или нередовно	
плански или нередовно	

4. Ако се анализира периодично, када је био последњи?

5. Како се потрошња енергије анализира (означити одговарајуће поље)?:

<input type="checkbox"/>	по одељењу (сектору)
<input type="checkbox"/>	по производу (производњи)
<input type="checkbox"/>	по изворима
<input type="checkbox"/>	по месецима или броју радних дана (по сменама)
<input type="checkbox"/>	по месецима
<input type="checkbox"/>	По трошковима
<input type="checkbox"/>	по категорији уређаја (производне машине, осветљење, топла вода, климатизација просторија, расхладни системи, итд.)
<input type="checkbox"/>	по функционалним категоријама (фабрика-погон, канцеларија, складиште, транспорт)

6. Да ли анализа укључује анализу везе (односа) између потрошње енергије и нивоа активности (обима производње)

7. Које се јединице користе приликом мерења? Да ли се потрошња свих облика енергије своди на новчане трошкове?

8. Како се обавља контрола система мерења? (Колико се често врши читавање потрошње, у којој мери се врше додатна мерења, шта се од података евидентира и чува, ко анализира податке, коме се достављају извештаји?).

--

9. Да ли се предвиђа потрошња енергије (према планираном обиму производње у наредном периоду)?

Да	Не
----	----

10. Да ли су успостављени индикатори учинка – тј. да ли се зна стандардна потрошња енергије за сваки процес или зграду?

Да	Не
----	----

11. Индикатори учинка се упоређују са (попунити одговарајуће поље):

	претходним периодима
	другим локацијама
	другим компанијама

12. Да ли су постављени циљеви енергетске потрошње? (попунити одговарајуће поље)?

	за апсолутне нивое потрошње
	за нивое потрошње на основу активности
	за нивое у периоду без производње ("предузеће је у празном ходу")
	за процентуално смањење потрошње

13. Да ли руководство предузећа разматра извештаје (информације) о потрошњи енергије као кључни део информационог система управљања?

Да	Не
----	----

Ако не, зашто је тако?

--

14. Који су кораци предузети у циљу промовисања енергетског менаџмента (едукација запослених, и сл.)?

--

15. Који кораци се предузимају у циљу поновне употребе енергије (продаја нус-производа који имају енергетску вредност), рекулпација отпадне топлоте (ваздух, вода, издувни гасови, итд.), да ли се отпад користи као гориво?

16. У којој мери се спроводи превентивно одржавање?

17. Колико често се врши преглед и тестирање разних делова постројења (корозија, пуцање, непотребно грејање, цурење, неисправни одвајачи кондензата, непрецизни или нефункционални управљачки уређаји)?

ПРИЛОГ 2 – РЕГРЕСИОНИ КОЕФИЦИЈЕНТИ ЗА ТЕХНОЛОГИЈЕ

Неефикасност компонената термодинамичких циклуса (технологија) и неидеално понашање радних флуида условили су често значајно мању стварну ефикасност ових технологија у односу на идеалну. Како би се поуздано утврдила вредност ефикасности, неопходно је направити корелацију између стварне и идеалне вредности. У наставку су за сваку од анализираних технологија приказани коефицијенти регресије који представљају корелацију између идеалног и стварног COP-а (MHP, AHP, AHT, ORC и ABC) или температуре извора OT и стварне ефикасности (KAL, FLASH).

- Механичка компресиона топлотна пумпа

Радни флуид	Темп. конзума [°C]	Температура извора OT [°C]	α	β
Амонијак	50	10–40	0,7267	-0,4774
	70	15–60	0,7006	-0,3861
	90	25–80	0,6628	-0,3684
	110	25–100	0,5732	-0,1195
	120	25–100	0,4971	-0,0586
n-Бутан	50	10–40	0,7319	-0,5154
	70	10–60	0,7181	-0,6077
	90	20–80	0,6952	-0,7107
	110	30–100	0,6551	-0,8149
	130	35–110	0,5586	-0,7767
Вода	125	100–110	0,7484	-0,5518
	145	100–130	0,7476	-0,5177
	165	100–150	0,7448	-0,4729
	185	100–170	0,7435	-0,4639
	205	100 – 190	0,7399	-0,4474
	215	100–200	0,7376	-0,4410

- Апсорпциона топлотна пумпа

Темп. извора 1 OT [°C]	Темп. извора 2 OT [°C]	Температура конзума [°C]	α	β
90	20 < $TEVAP$ < 30	50	-2,5064	2
100	20 < $TEVAP$ < 30	50	-0,7448	2,2099
	30 < $TEVAP$ < 40	60	-2,9497	3,7592
110	20 < $TEVAP$ < 30	50	-0,5081	2,0366
	30 < $TEVAP$ < 40	60	-0,7478	2,2099
	40 < $TEVAP$ < 50	70	-2,4461	3,3795
140	40 < $TEVAP$ < 50	80	-1,7978	2,8816

- Апсорпциони топлотни трансформатор

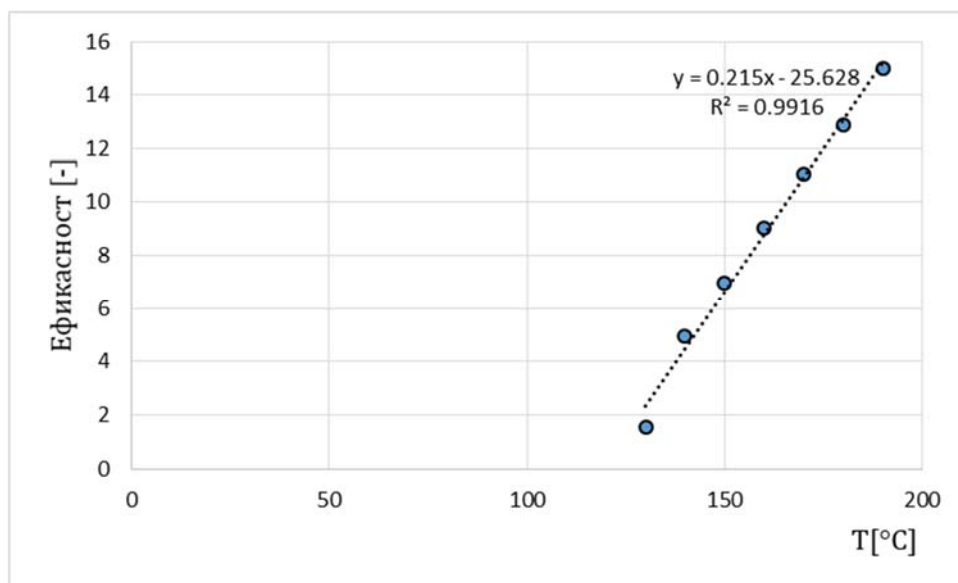
Температура извора 2 OT [°C]	Температура конзума [°C]	Температура извора 1 OT [°C]	α	β
40	60 < TABS < 90	50 < TGEN < 80	0,6356	-0,0549
50	70 < TABS < 100	50 < TGEN < 80	0,6303	-0,0461
60	80 < TABS < 110	50 < TGEN < 80	0,627	-0,0392
70	90 < TABS < 120	50 < TGEN < 80	0,619	-0,0305
80	100 < TABS < 130	50 < TGEN < 80	0,5797	-0,00704
90	120 < TABS < 140	60 < TGEN < 80	0,6568	-0,0407

- Органски Ранкинов циклус

Радни флуид	Хемијска формула	Критична температура [°C]	Критична вредност притиска [MPa]	Тачка кључања [°C]	α	β	Темп. извора [°C]
циклопентан	C5H10	238,4	4,257	48,78	-0,5979	0,7622	48,78–238
n-Пентан	C5H12	196,6	3,37	36,1	-0,7625	0,7497	36,10–196
n-Хексан	C6H14	234,7	3,034	68,7	-0,7402	0,7506	70–200
изобутан	C4H10	134,7	3,64	-11,70	-0,9648	0,7436	30–134
изопентан	C5H12	187,2	3,396	27,8	-0,7965	0,748	31–187
пропан	C3H8	96,75	4,257	-42,15	-1,3267	0,7322	31–95
бензен	C6H6	288,9	4,894	80,1	-0,5085	0,7663	81–270
толуен	C7H8	318,6	4,126	110,6	-0,5507	0,775	111–300
R113	C2Cl3F3	214,1	3,392	47,6	-0,7006	0,7475	48–195
R114	ClF2CCF2C	145,9	3,261	3,57	-0,8867	0,7428	50–120
R134a	C2H2F4	101	4,055	-26,13	-1,2582	0,7451	31–90

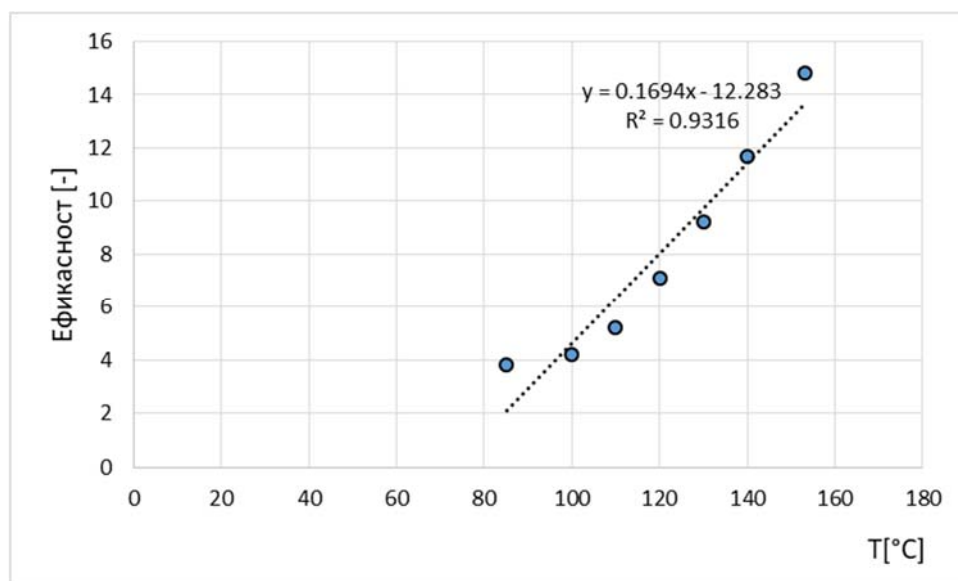
- Калина циклус

	Температуре извора OT [°C]	130	140	150	160	170	180	190
	Ефикасност при различитим притисцима [bar]	2	1,6463	4,88	6,8973	8,9147		
	2.5	1,6721	4,9673	6,9464	8,9255	11,1787		
	3	1,6541	4,786	6,8555	8,9251	11,1233		
	3.5	1,5962	4,876	6,999	9,1221	11,2768	12,9699	
	4	1,6543	4,9851	7,0543	9,1235	11,0691	12,8784	
	4.5	1,5632	4,9321	6,9792	9,0263	11,0448	12,8666	14,9847
	5		4,7876	6,83705	8,8865	11,1	12,8537	14,9839



• Трилатерални циклус

Температура извора ОТ [°C]	100	110	120	130	140	153	220
Ефикасност [-]	4,2	5,2	7,1	9,2	11,7	14,8	17



• Апсорпционо хлађење

Радни флуид	Температура извора ОТ [°C]	Температура конзума [°C]	α	β
Литијум бромид-вода	90-180	3	-0,5672	1,0049

ПРИЛОГ 3 – ВРЕМЕНСКО ПРЕКЛАПАЊЕ ИЗВОРА И КОРИСНИКА

ВРЕМЕНСКО ПРЕКЛАПАЊЕ ИЗВОРА ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ И ПОТРБА КОНЗУМА [h]																			
	Линија Фете-пастеризација	Линија Фетеле-пастеризација	Линија Фете и Фетеле	Линија павлаке 40% и 55%	Линија павлаке 12% и 15%	Линија дробљеног сира-	Линија киселог млека	Линија јогурта-пастеризација	Линија пастеризованог млека	Линија намаза	Велики пастер	ЦЕЛО постројење-топлота	Линија Фете-хлађење	Линија Фетеле-хлађење	Линија павлаке 40% и 55%-хлађење	Линија павлаке 12% и 15%	Линија јогурта-хлађење	Линија пастеризованог млека-хлађење	Велики пастер-хлађење
Сепаратор дробљеног сира	4	4	1	0	0	4	0	0	0	0	0	24	4	4	0	0	0	0	4
Кондензатор расхладне коморе	5	5	5	2	3	5	2	4	1,5	4	10	24	5	5	2	3	5	2	10
Расхладна вода компресора	5	5	5	2	3	5	2	4	1,5	4	10	24	5	5	2	3	5	2	10
Отпадна топлота издувних гасова котла	5	5	5	2	3	5	2	4	1,5	4	10	24	5	5	2	3	5	2	10
Топлота са кондензатора базена ледене воде	5	5	5	2	3	5	2	4	1,5	4	10	24	5	5	2	3	5	2	10
Ультрафилтрација Фете и Фетеле	2	2	5	0	0	3	2	0	1,5	0	6	6	5	5	0	0	4	2	6

ПРИЛОГ 4 – ИНВЕСТИЦИОНА УЛАГАЊА У СИСТЕМ ЗА ПРИКУПЉАЊЕ ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ

Прикупљање отпадне топлоте и дистрибуција до крајњег места коришћења често заузимају значајан удео у укупним инвестиционим улагањима у системе за искоришћење отпадне топлоте (некада и преко 50%). На пример, за искоришћење отпадне топлоте са кондензатора расхладних машина неопходно је најчешће коришћени ваздухом хлађени кондензатор заменити са водом хлађеним кондензатором, ако је неопходно да извор отпадне топлоте буде течност а не гас. Такође, неопходно је отпадну топлоту дистрибуирати до локације на којој је планирано њено коришћење неком од технологија или директно. Самим тим, инвестиција у ове системе се зависно од локације на којој је отпадна топлота доступна, агрегатног стања доступног извора, технологије за искоришћење и локације крајње употребе „опорављене енергије“, значајно разликује. У табелама које следе биће приказане инвестиције у системе за прикупљање и дистрибуцију отпадне топлоте до потрошача за млеку која је предмет анализе. Вредности инвестиција су израчунате на основу актуелних цена опреме која је неопходна за инсталацију целокупног система. Цене инвестиција су изражене у €.

- Директна употреба отпадне топлоте

	К1	К2	К3	К4	К5	К6	К7	К8	К9	К10	К11	К12
И1	/	/	500	/	/	80	/	/	/	/	/	/
И2	/	/	4.000	/	/	4.000	/	/	/	/	/	/
И3	/	/	1.600	/	/	1.600	/	/	/	/	/	/
И4	4.250	4.250	4.250	4.000	4.000	4.250	4.600	4.600	4.750	4.000	4.250	3.250
И5	/	/	3.800	/	/	3.800	/	/	/	/	/	/
И6	/	/	50	/	/	500	/	/	/	/	/	/

- Механичка компресиона топлотна пумпа

	К1	К2	К3	К4	К5	К6	К7	К8	К9	К10	К11	К12
И1	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
И2	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000
И3	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000
И4	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
И5	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000	25.000
И6	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/

ПРИЛОГ 5 - МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ КОРИШЋЕН ЗА ГЕНЕРИСАЊЕ РЕЗУЛТАТА ПОМОЋУ ПРОГРАМА GAMS

```

$Ontext
Doktorska disertacija_Mapiranje i iskoriscenje otpadne toplote u
prehrambenoj industriji
Kandidat_Mladen Josijevic
$Offtext

set i lokacije izvora otpadne toplote /lok1*lok6/;

$Ontext
lok1 - separator kvarka
lok2 - kondezator rashladne komore
lok3 - rashladna voda kompresora
lok4 - otpadna toplota izduvnih gasova kotla
lok5 - toplota sa kondezatora bazena ledene vode (cilera)
lok6 - ultrafiltracija Fete i Fetele
$offtext

set j skup tehnologija za koriscenje otpadne toplote /mhp, aht, orc, abc,
direct/;

$ontext
mhp - mehanicka toplotna pumpa
aht - apsorpcioni topotni transformator
orc - organski Rankinov ciklus
abc - apsorpciono hlaljenje
direct - direktna upotreba
$offtext

set k lokacije koriscenja /kor1*kor20/;

$ontext
kor1 - Linija Fete-paster-grejanje
kor2 - Linija Fetele-paster-grejanje
kor3 - Linija Fete i Fetele-grejanje
kor4 - Linija pavlake-punomasne-grejanje
kor5 - Linija pavlake-12%mm,15%mm-grejanje
kor6 - Linija drobljenog sira-grejanje
kor7 - Linija kiselog mleka-grejanje
kor8 - Linija proizvodnje jogurta-grejanje
kor9 - Linija pasterizovanog mleka-grejanje
kor10 - Linija namaza-grejanje
kor11 - Veliki paster-grejanje
kor12 - Potrebe za toplotom celog postrojenja
kor13 - Linija Fete-paster-hladjenje
kor14 - Linija Fetele-paster-hladjenje
kor15 - Linija pavlake-punomasne-hladjenje
kor16 - Linija pavlake 12%, 15%mm-hladjenje
kor17 - Linija proizvodnje jogurta-hladjenje
kor18 - Linija pasterizovanog mleka-hladjenje
kor19 - Veliki paster hladjenje
kor20 - Zahtevi za el. energijom
$offtext

sets

```

```
tptn(j) tehnologije za podizanje temperaturnog nivoa /mhp,aht/
th(j) tehnologije hladjenja /abc/
ts(j) tehnologije za generisanje el. en. /orc/
dk(j) direktna upotreba na istoj temperaturi /direct/;
```

\$ontext

```
tptn - tehnologije za podizanje temperaturnog nivoa
th - tehnologije hladjenja
ts - tehnologije za generisanje snage
dk - direktna upotreba
$offtext
```

sets

```
toplota(k) lokacije koje zahtevaju toplotu /kor1*kor12/
hladjenje(k) lokacije koje zahtevaju hladjenje /kor13*kor19/
elektricna(k) lokacije koje zahtevaju /kor20/;
```

```
scalar d diskontna stopa /0.045/;
```

```
scalar n zivotni vek /10/;
```

```
scalar cena_struje cena elektricne energije € po kWh /0.089/;
```

```
scalar cena_toplote cena toplotne energije € po kWh /0.053/;
```

\$ontext

```
diskontna stopa usvojena je prema (Disertacija Vladimir Grdinic)
Zivotni vek je usvojen iz standarda
Cena struje izracunata je na osnovu uvida u racune o potrosnji el. energije
Cena toplotne energije izracunata je na osnovu cene i potrosnje briketa i
toplotne moci
$offtext
```

```
parameters temp_izv(i) temperatura toplotnog izvora na lokaciji i /lok1 65
                                                    lok2 55
                                                    lok3 60
                                                    lok4
```

130

```
                                                    lok5 55
                                                    lok6
```

55/;

```
Display temp_izv;
```

\$ontext

```
parameters temp_izv(i) predstavlja temperaturu izvora koja je umanjena za
vrednost delt t=5 C
$offtext
```

```
parameters top_snaga_izv(i) toplotna snaga izvora na lokaciji i u kW
```

```
/lok1 200
lok2 221
lok3 15.8
lok4 20.6
lok5 225
lok6 65 /;
```

\$ontext

```
Parametar top_snaga_izv(i) je toplotna snaga raspolozivog izvora otpadne
toplote u kW
$offtext
```

```
parameters pot_kol_top(k) kolicina toplote potrebna konzumu kWh po danu;
```

```
$call GDXXRW doktorat1.xlsx trace=0 par=pot_kol_top rng=Sheet1!a1 rdim=1  
cdim=0  
$GDXIN doktorat1.gdx  
$LOAD pot_kol_top  
$GDXIN  
Display pot_kol_top;
```

```
parameters pot_kol_hla(k) kolicina rashladne energije potrebne konzumu kWh  
po danu;
```

```
$call GDXXRW doktorat1.xlsx trace=0 par=pot_kol_hla rng=Sheet2!a1 rdim=1  
cdim=0  
$GDXIN doktorat1.gdx  
$LOAD pot_kol_hla  
$GDXIN  
Display pot_kol_hla;
```

```
parameters pot_kol_elek(k) kolicina elektricne energije potrebne konzumu;
```

```
$call GDXXRW doktorat1.xlsx trace=0 par=pot_kol_elek rng=Sheet3!a1 rdim=1  
cdim=0  
$GDXIN doktorat1.gdx  
$LOAD pot_kol_elek  
$GDXIN  
Display pot_kol_elek;
```

```
parameters temp_ph(k) zahtevana temperatura za grejanje konzuma;
```

```
*temperatura koju zahteva korisnik koji se greje uvecana za deltat=5 C  
$call GDXXRW doktorat1.xlsx trace=0 par=temp_ph rng=Sheet4!a1 rdim=1 cdim=0  
$GDXIN doktorat1.gdx  
$LOAD temp_ph  
$GDXIN  
Display temp_ph;
```

```
parameters temp_pc(k) zahtevana temperatura za hladjenje;
```

```
*temperatura koju zahteva korisnik koji se hladi umanjena za deltat=5 C  
$call GDXXRW doktorat1.xlsx trace=0 par=temp_pc rng=Sheet5!a1 rdim=1 cdim=0  
$GDXIN doktorat1.gdx  
$LOAD temp_pc  
$GDXIN  
Display temp_pc;
```

```
parameters vrem_prek(i,k);
```

```
*preklapanje raspoloživosti izvora otpadne toplote i potreba za toplotom na  
krajnjoj lokaciji
```

```
$call GDXXRW doktorat1.xlsx trace=0 par=vrem_prek rng=Sheet6!a1 rdim=1  
cdim=1  
$GDXIN doktorat1.gdx  
$LOAD vrem_prek  
$GDXIN  
Display vrem_prek;
```

```
parameters mog_kor_direct(i,k);
*mogucnost koriscenja izvora i na lokaciji k (temperaturna ogranicenja)

$call GDXXRW doktorat1.xlsx trace=0 par=mog_kor_direct rng=Sheet7!a1 rdim=1
cdim=1
$GDXIN doktorat1.gdx
$LOAD mog_kor_direct
$GDXIN
Display mog_kor_direct;
```

```
parameters mog_kor_mhp(i,k);
*mogucnost koriscenja izvora i na lokaciji k (temperaturna ogranicenja)

$call GDXXRW doktorat1.xlsx trace=0 par=mog_kor_mhp rng=Sheet8!a1 rdim=1
cdim=1
$GDXIN doktorat1.gdx
$LOAD mog_kor_mhp
$GDXIN
Display mog_kor_mhp;
```

```
parameters mog_kor_aht(i,k);
*mogucnost koriscenja izvora i na lokaciji k (temperaturna ogranicenja)

$call GDXXRW doktorat1.xlsx trace=0 par=mog_kor_aht rng=Sheet9!a1 rdim=1
cdim=1
$GDXIN doktorat1.gdx
$LOAD mog_kor_aht
$GDXIN
Display mog_kor_aht;
```

```
parameters mog_kor_orc(i,k);
*mogucnost koriscenja izvora i na lokaciji k (temperaturna ogranicenja)

$call GDXXRW doktorat1.xlsx trace=0 par=mog_kor_orc rng=Sheet10!a1 rdim=1
cdim=1
$GDXIN doktorat1.gdx
$LOAD mog_kor_orc
$GDXIN
Display mog_kor_orc;
```

```
parameters mog_kor_abc(i,k);
*mogucnost koriscenja izvora i na lokaciji k (temperaturna ogranicenja)

$call GDXXRW doktorat1.xlsx trace=0 par=mog_kor_abc rng=Sheet11!a1 rdim=1
cdim=1
$GDXIN doktorat1.gdx
$LOAD mog_kor_abc
$GDXIN
Display mog_kor_abc;
```

```
parameters inv_sysp_direct(i,k);
$call GDXXRW doktorat1.xlsx trace=0 par=inv_sysp_direct rng=Sheet12!a1
rdim=1 cdim=1
$GDXIN doktorat1.gdx
$LOAD inv_sysp_direct
```

```
$GDXIN
Display inv_sysp_direct;

parameters inv_sysp_mhp(i,k);
$call GDXXRW doktorat1.xlsx trace=0 par=inv_sysp_mhp rng=Sheet13!a1 rdim=1
cdim=1
$GDXIN doktorat1.gdx
$LOAD inv_sysp_mhp
$GDXIN
Display inv_sysp_mhp;

parameters inv_sysp_aht(i,k);
$call GDXXRW doktorat1.xlsx trace=0 par=inv_sysp_aht rng=Sheet14!a1 rdim=1
cdim=1
$GDXIN doktorat1.gdx
$LOAD inv_sysp_aht
$GDXIN
Display inv_sysp_aht;

parameters inv_sysp_orc(i,k);
$call GDXXRW doktorat1.xlsx trace=0 par=inv_sysp_orc rng=Sheet15!a1 rdim=1
cdim=1
$GDXIN doktorat1.gdx
$LOAD inv_sysp_orc
$GDXIN
Display inv_sysp_orc;

parameters inv_sysp_abc(i,k);
$call GDXXRW doktorat1.xlsx trace=0 par=inv_sysp_abc rng=Sheet16!a1 rdim=1
cdim=1
$GDXIN doktorat1.gdx
$LOAD inv_sysp_abc
$GDXIN
Display inv_sysp_abc;

parameters kolicina_t(i,k) kolicina toplote sa izvora i dostupna na
korisniku k;
kolicina_t(i,k)=top_snaga_izv(i)*vrem_prek(i,k) ;

Display kolicina_t;

*regresioni faktor alfa za tehnologije
scalar alfa_mhp regresioni faktor za mhp /0.68632/;
scalar alfa_aht regresioni faktor za aht /0.6303/;
scalar alfa_orc regresioni faktor za orc /-0.8267/;
scalar alfa_abc regresioni faktor za abc /-0.5672/;

*regresioni faktor beta za tehnologije
scalar beta_mhp regresioni faktor za mhp /-0.5074/;
scalar beta_aht regresioni faktor za aht /-0.0461/;
scalar beta_orc regresioni faktor za orc /0.7512/;
scalar beta_abc regresioni faktor za abc /1.0049/;
```

```
Parameter cop_ideal_mhp(i,toplota) ;
cop_ideal_mhp(i,toplota)= ((temp_ph(toplota)+273)/((temp_ph(toplota)+273)-
(temp_izv(i)+273)))$(temp_ph(toplota) > temp_izv(i))+1$( temp_ph(toplota) <
temp_izv(i));
```

```
display cop_ideal_mhp;
```

*eta_mhp predstavlja odnos kolicine toplote na izlazu i ulazu u tehnologiju

```
Parameter eta_mhp(i,toplota) ;
eta_mhp(i,toplota)$cop_ideal_mhp(i,toplota)=((cop_ideal_mhp(i,toplota)*alfa
_mhp)+beta_mhp)/((cop_ideal_mhp(i,toplota)*alfa_mhp)+beta_mhp-1);
```

```
display eta_mhp;
```

```
Parameter Rcop_mhp(i,toplota) ;
```

```
Rcop_mhp(i,toplota)$cop_ideal_mhp(i,toplota)=cop_ideal_mhp(i,toplota)*(alfa
_mhp+(beta_mhp*(1/cop_ideal_mhp(i,toplota))));
```

```
display Rcop_mhp;
```

```
Parameter cop_ideal_aht(i,toplota) ;
```

```
cop_ideal_aht(i,toplota)$ ( temp_ph(toplota) > temp_izv(i)
)=(((temp_izv(i)+273-288)-303)*(temp_ph(toplota)+273))/((((temp_izv(i)+273-
288)-303)*(temp_izv(i)+273))+(((temp_ph(toplota)+273)-
(temp_izv(i)+273))*(temp_izv(i)+273-288))));
```

```
display cop_ideal_aht ;
```

```
Parameter Rcop_aht(i,toplota) ;
```

```
Rcop_aht(i,toplota)$ ( cop_ideal_aht(i,toplota) < alfa_aht
)=(beta_aht*cop_ideal_aht(i,toplota))/(cop_ideal_aht(i,toplota)-alfa_aht);
```

```
display Rcop_aht;
```

```
Parameter eff_orc(i,elektricna);
```

```
eff_orc(i,elektricna)=(alfa_orc*(1-(303/(temp_izv(i)+273)))+beta_orc)*(1-
(303/(temp_izv(i)+273)));
```

```
display eff_orc;
```

```
Parameter cop_ideal_abc(i,hladjenje) ;
```

```
cop_ideal_abc(i,hladjenje)$ ( temp_pc(hladjenje) < temp_izv(i) )=(1-
(303/(temp_izv(i)+273)))*((temp_pc(hladjenje)+273)/(303-
(temp_pc(hladjenje)+273)));
```

```
display cop_ideal_abc;
```

```
Parameter Rcop_abc(i,hladjenje) ;
```

```
Rcop_abc(i,hladjenje)= (beta_abc/(cop_ideal_abc(i,hladjenje)-
alfa_abc))*cop_ideal_abc(i,hladjenje);
```

```
display Rcop_abc;
```

```
*$ontext
```

```
*specificna produkcija CO2 kg po kWh za toplotnu i elektricnu energiju
scalar spec_prod_CO2t specificna produkcija CO2 toplotne energije u kg po
kWh /0.3/;
scalar spec_prod_CO2e specificna produkcija CO2 elektricne energije u kg po
kWh /0.8/;
*$offtext
```

```
*$ontext
```

```
*specificni investicioni troškovi tehnologija usvojeni na osnovu pregleda
literature
scalar spec_inv_mhp specificni investicioni trosak za mhp u € po kW /650/;
scalar spec_inv_aht specificni investicioni trosak za aht u € po kW /610/;
scalar spec_inv_orc specificni investicioni trosak za orc u € po kW /1700/;
scalar spec_inv_abc specificni investicioni trosak za abc u € po kW /350/;
scalar spec_inv_direct specificni investicioni trosak za direct u € po kW
/0.20/;
```

```
*efikasnost sistema za direktno koriscenje otpadne toplote
```

```
scalar eff_direct efikasnost direktne upotrebe /0.90/;
*$offtext
```

```
*$ontext
```

```
Variables
```

```
*promenljive koje figurisu u funkciji cilja
```

```
TO troškovi održavanja [€ po god]
OT troskovi rada postrojenja [€ po god]
UP ukupni godisnji prihodi [€ po god]
```

```
*raspoloziva kolicina otpadne toplote
```

```
x(i,j,k) kolicina otpadne toplote koja je dnevno na raspolaganju [kWh po
danu]
```

```
*Binarna promenljiva
```

```
bp(i,j,k) binarna promenljiva koja ima vrednost 1 kada postoji tehnologija
```

```
*promenljive koje opisuju postrojenja
```

```
*mehanicka toplotna pumpa
```

```
Esnaga_mhp(i,tptn,toplota) elektricna snaga MHP [kW]
snaga_mhp(i,tptn,toplota) toplotna snaga na izlazu iz mhp [kW]
toplota_mhp(i,tptn, toplota) dnevna produkcija toplote mhp [kWh po
danu]
```

```
*toplotni transformator
```

```
snaga_aht(i,tptn,toplota) toplotna snaga na izlazu iz aht [kW]
```


toplota_aht(i,tptn, toplota) dnevna produkcija toplote aht [kWh po danu]

*Organski Rankinov ciklus

snaga_orc(i,ts,elektricna) izlazna snaga orc [kW]
elektricna_orc(i,ts,elektricna) dnevna produkcija elektricne energije kal [kWh po danu]

*Apsorpciono hladjenje

snaga_abc(i,th,hladjenje) rashladna snaga abc [kW]
hladjenje_abc(i,th,hladjenje) dnevna produkcija rashladne energije [kWh po danu]

*direktna upotreba preko razmenjivaca toplote

snaga_direct(i,dk,toplota) toplotna snaga koja je na raspolaganju konzumu [kW]
toplota_direct(i,dk,toplota) dnevna kolicina toplote [kWh po danu]

*ustede u potrosnji energije

g_ustede_t godisnje ostvarene ustede u potrosnji toplotne energije u kWh
g_ustede_e godisnje ostvarene ustede u potrosnji elektricne energije u kWh

*promenljive ekonomske prirode

NPVQ koeficijent neto sadašnje vrednosti
NPV neto sadašnja vrednost [€]
Inv investicioni troškovi [€]
dod
* Inv_t
dod_t
dod_s
dod_h
dod_d
* Inv_s
* Inv_h
* Inv_d

NGD neto godisnja dobit [€]
PB period povracaia [godina]

*promenljiva koja opisuje ekološki faktor

CO2r smanjenje emisije CO2 [kg po god];

positive variables TO, OT, UP, x,Inv, dod, dod_t,dod_s,dod_h, dod_d;
positive variables Esnaga_mhp,snaga_mhp, toplota_mhp, snaga_aht, toplota_aht;
positive variables snaga_orc, elektricna_orc;
positive variables snaga_abc, hladjenje_abc, snaga_direct, toplota_direct;

binary variables bp;

```
bp.lo(i,j,k)=uniformint(0,0);
bp.up(i,j,k)=uniformint(1,1);
```

```
*$offtext
```

```
$Ontext
```

```
x.lo(i,j,k) =0;
```

```
beta.lo(j,k)=uniformint(0,0);
```

```
beta.up(j,k)=uniformint(1,1);
```

```
$Offtext
```

```
*$ontext
```

```
Equations
```

```
ustede   predstavljaju neto godisnju dobit
nsv      neto sadasnja vrednost
qnsv     koeficijent neto sadanje vrednosti
povracaj predstavlja izraz za odredjivanje PB perioda
emisija  definise ustede u emisijama
investicija definise ukupnu investiciju
```

```
*
*   dodatak
*   investicija1
*   dodatak_t(i,tptn,toplota)
*   investicija2
*   dodatak_s(i,ts,elektricna)
*   investicija3
*   dodatak_h(i,th,hladjenje)
*   investicija4
*   dodatak_d(i,dk,toplota)
```

```
*izrazi koji opisuju postrojenje
```

```
Pe_mhp(i,tptn,toplota)  elektricna snaga MHP u kWh
P_mhp(i,tptn,toplota)  snaga na kondezatoru MHP u kW
Q_mhp(i,tptn,toplota)  kolicina toplote na izlazu iz MHP u [kWh po
danu]
```

```
P_aht(i,tptn,toplota)  toplotna snaga na izlazu iz AHT u [kW]
Q_aht(i,tptn,toplota)  dnevna produkcija toplote AHT u [kWh po danu]
```

```
P_orc(i,ts,elektricna) snaga ORC tehnologije u kW
E_orc(i,ts,elektricna) dnevna produkcija elektricne energije iz ORC-a
u kWh po danu
```

```
P_abc(i,th,hladjenje)  rashladna snaga apsorpcionog cilera (rashladni
kapacitet) u kW
Q_abc(i,th,hladjenje)  dnevna produkcija rashladne energije u kWh po
danu
```

```
P_direct(i,dk,toplota) toplotna snaga na izlazu iz razmewivaèa toplote
koja je na raspolaganju konzumu u[kW]
Q_direct(i,dk,toplota) dnevno iskoriscenje toplote sa izvora OT u [kWh
po danu]
```

*izrazi koji figurisu u funkciji cilja
 prohodi ukupni godisnji prihodi koji nastaju smanjenjem potreba za
 procesnom toplotom strujom i hladjenjem
 održavanje troskovi održavanja implementiranih tehnologija u € po godini
 operativni troskovi rada postrojenja tj. tehnologije u € po godini
 usteda_toplote ostvarena ušteda u potrošnji toplotne energije u kWh po
 godini
 usteda_elektricne ostvarena ušteda u potrošnji elektricne energije energije
 u kWh po godini

*Ogranicenja

ogranicenjel(i) ne moze se iskoristi više snage nego
 što je dostupno na izvoru

```

        ogranicenje2(toplota)          ;
*      uslov_1
*      uslov_2
*      uslov_3
*      uslov_4
*      uslov_5          ;
    
```

ustede.. $NGD=e=UP-(TO+OT)$;

nsv.. $NPV=e=NGD*((1-(1+d)**(-n))/d)-Inv$;

qnsv.. $NPVQ=e=NPV/INV$;

povracaj.. $PB=e=Inv/NGD$;

emisija.. $CO2r=e=g_ustede_t*spec_prod_CO2t+g_ustede_e*spec_prod_CO2e$;

*izrazi za snagu i za kolicinu energije na izlazu iz tehnologije

```

Q_mhp(i,tptn,toplota).. toplota_mhp(i,'mhp',
toplota)=e=x(i,'mhp',toplota)*eta_mhp(i,toplota)*bp(i,'mhp',toplota)*mog_ko
r_mhp(i,toplota);
P_mhp(i,tptn,toplota)..
snaga_mhp(i,'mhp',toplota)=e=toplota_mhp(i,'mhp',toplota)/(vrem_prek(i,topl
ota)+0.0001);
Pe_mhp(i,tptn,toplota)..
Esnaga_mhp(i,'mhp',toplota)=e=snaga_mhp(i,'mhp',toplota)/Rcop_mhp(i,toplota
);
    
```

```

P_aht(i,tptn,toplota)..
snaga_aht(i,'aht',toplota)=e=toplota_aht(i,'aht',toplota)/(vrem_prek(i,topl
ota)+0.0001);
Q_aht(i,tptn,toplota).. toplota_aht(i,'aht',
toplota)=e=x(i,'aht',toplota)*Rcop_aht(i,toplota)*bp(i,'aht',toplota)*mog_k
or_aht(i,toplota);
P_orc(i,ts,elektricna)..
snaga_orc(i,'orc',elektricna)=e=elektricna_orc(i,'orc',
elektricna)/(vrem_prek(i,elektricna)+0.0001);
E_orc(i,ts,elektricna).. elektricna_orc(i,'orc',
elektricna)=e=x(i,'orc',elektricna)*eff_orc(i,elektricna)*bp(i,'orc',elektr
icna)*mog_kor_orc(i,elektricna);
    
```

```

P_abc(i,th,hladjenje)..
snaga_abc(i,'abc',hladjenje)=e=hladjenje_abc(i,'abc',hladjenje)/(vrem_prek(
i,hladjenje)+0.0001);
Q_abc(i,th,hladjenje)..
hladjenje_abc(i,'abc',hladjenje)=e=x(i,'abc',hladjenje)*Rcop_abc(i,hladjenj
e)*bp(i,'abc',hladjenje)*mog_kor_abc(i,hladjenje);

P_direct(i,dk,toplota)..
snaga_direct(i,'direct',toplota)=e=toplota_direct(i,'direct',toplota)/(vrem
_prek(i,toplota)+0.0001);
Q_direct(i,dk,toplota)..
toplota_direct(i,'direct',toplota)=e=x(i,'direct',toplota)*eff_direct*bp(i,
'direct',toplota)*mog_kor_direct(i,toplota);

investicija..
Inv=e=sum((i,tptn,toplota),(Esnaga_mhp(i,tptn,toplota)*spec_inv_mhp))+sum((
i,tptn,toplota),dod_t(i,'mhp',toplota)*bp(i,'mhp',toplota))+sum((i,ts,elekt
ricna),(snaga_orc(i,'orc',elektricna)*spec_inv_orc))+
sum((i,ts,elektricna),dod_s(i,'orc',elektricna)*bp(i,'orc',elektricna))+sum
((i,th,hladjenje),(snaga_abc(i,'abc',hladjenje)*spec_inv_abc))+sum((i,th,hl
adjenje),dod_h(i,'abc',hladjenje)*bp(i,'abc',hladjenje))+sum((i,dk,toplota)
,(snaga_direct(i,'direct',toplota)*spec_inv_direct))+sum((i,dk,toplota),dod
_d(i,'direct',toplota)*bp(i,'direct',toplota));

*investicija1..
Inv_t=e=sum((i,tptn,toplota),(Esnaga_mhp(i,tptn,toplota)*spec_inv_mhp));
dodatak_t(i,tptn,toplota)..
dod_t(i,'mhp',toplota)=e=inv_sysp_mhp(i,toplota)*bp(i,'mhp',toplota);

*investicija2..
Inv_s=e=sum((i,ts,elektricna),(snaga_orc(i,'orc',elektricna)*spec_inv_orc))
;
dodatak_s(i,ts,elektricna)..
dod_s(i,'orc',elektricna)=e=inv_sysp_orc(i,elektricna)*bp(i,'orc',elektricn
a);

*investicija3..
Inv_h=e=sum((i,th,hladjenje),(snaga_abc(i,'abc',hladjenje)*spec_inv_abc)+in
v_sysp_abc(i,hladjenje)*bp('abc',hladjenje));
dodatak_h(i,th,hladjenje)..
dod_h(i,'abc',hladjenje)=e=inv_sysp_abc(i,hladjenje)*bp(i,'abc',hladjenje);

*investicija4..
Inv_d=e=sum((i,dk,toplota),(snaga_direct(i,'direct',toplota)*spec_inv_direc
t)+inv_sysp_direct(i,toplota)*bp('direct',toplota));
dodatak_d(i,dk,toplota)..
dod_d(i,'direct',toplota)=e=inv_sysp_direct(i,toplota)*bp(i,'direct',toplot
a);

*dodatak..
dod=e=sum((i,tptn,toplota),dod_t(i,'mhp',toplota)*bp('mhp',toplota))+
sum((i,ts,elektricna),dod_s(i,'orc',elektricna)*bp('orc',elektricna))+sum((
i,th,hladjenje),dod_h(i,'abc',hladjenje)*bp('abc',hladjenje))+sum((i,dk,top
lota),dod_d(i,'direct',toplota)*bp('direct',toplota));

*investicija.. Inv=e=Inv_t+Inv_s+Inv_h+Inv_d+dod;

prohodi..
UP=e=sum((i,tptn,toplota),(((toplota_mhp(i,'mhp',toplota)*cena_toplote)*365
*0.7)+(toplota_aht(i,'aht',

```

```
toplota)*cena_toplote))/2)+sum((i,ts,elektricna),((elektricna_orc(i,'orc',
elektricna)*cena_struje)*365))+sum((i,th,hladjenje),(((hladjenje_abc(i,'abc
',hladjenje)/Rcop_abc(i,hladjenje))*cena_struje))*365)+sum((i,dk,toplota),t
oplota_direct(i,'direct',toplota)*cena_toplote*365);
```

```
odrzavanje.. TO=e=Inv*0.02;
```

```
operativni..
```

```
OT=e=sum((i,tptn,toplota),((Esnaga_mhp(i,'mhp',toplota)*vrem_prek(i,toplota
)*cena_struje*365)*bp(i,'mhp',toplota))/2);
```

```
usteda_toplote..
```

```
g_ustede_t=e=sum((i,tptn,toplota),(toplota_mhp(i,'mhp',toplota)+toplota_aht
(i,'aht',
toplota))*182.5)+sum((i,dk,toplota),toplota_direct(i,'direct',toplota)*365)
;
```

```
usteda_elektricne..
```

```
g_ustede_e=e=sum((i,ts,elektricna),(elektricna_orc(i,'orc',elektricna)*365)
+sum((th,hladjenje),(hladjenje_abc(i,'abc',hladjenje)/Rcop_abc(i,hladjenje)
)*365));
```

```
ogranicenjel(i).. sum((tptn,toplota),
x(i,tptn,toplota)/(vrem_prek(i,toplota)+0.0001))+sum((dk,toplota),
x(i,dk,toplota)/(vrem_prek(i,toplota)+0.0001))+sum((ts,elektricna),
x(i,ts,elektricna)/(vrem_prek(i,elektricna)+0.0001))+sum((th,hladjenje),
x(i,th,hladjenje)/(vrem_prek(i,hladjenje)+0.0001))=l=top_snaga_izv(i);
ogranicenje2(toplota).. sum((i,tptn), x(i,tptn,toplota))+sum((i,dk),
x(i,dk,toplota))=l=pot_kol_top(toplota) ;
```

```
*uslov_1.. sum((i,tptn,toplota), x(i,tptn,toplota)*bp(i,tptn,toplota)) =e=
sum((i,tptn,toplota), x(i,tptn,toplota));
```

```
*uslov_2.. sum((i,dk,toplota), x(i,dk,toplota)*bp(i,dk,toplota)) =e=
sum((i,dk,toplota), x(i,dk,toplota));
```

```
*uslov_3.. sum((i,ts,elektricna), x(i,ts,elektricna)*bp(i,ts,elektricna))
=e= sum((i,ts,elektricna), x(i,ts,elektricna));
```

```
*uslov_4.. sum((i,th,hladjenje), x(i,th,hladjenje)*bp(i,th,hladjenje)) =e=
sum((i,th,hladjenje), x(i,th,hladjenje));
```

```
*uslov_5.. sum((i,tptn,toplota), dod_t(i,'mhp',toplota))=e=
sum((i,tptn,toplota),dod_t(i,'mhp',toplota)*bp(i,'mhp',toplota)) ;
```

```
*OGRANICENJA I POCETNE VREDNOSTI
```

```
NPV.lo=1e3;
```

```
Inv.lo=1;
```

```
NGD.l=1e3;
```

```
UP.l=10000;
```

```
g_ustede_t.lo=1000 ;
```

```
x.lo('lok1',dk,'kor6') =675;
```

```
x.lo('lok6',dk,'kor3') =390;
```

```
x.up('lok6',dk,'kor3') =390;
```

```
x.l('lok4',dk,'kor12') =490;
```

```
x.up('lok4',dk,'kor12') =490;
```

```
x.l('lok2','mhp','kor12')=2000 ;
bp.up(i,'mhp','kor12')=1;

*x.l('lok5','mhp','kor12')=2000 ;
*bp.up(i,'mhp','kor12')=1;
*x.l('lok2','aht','kor12')=5000 ;
*bp.up(i,'aht','kor12')=1;
*Esnaga_mhp.up(i,'aht',toplota)=0 ;

Esnaga_mhp.up('lok6','mhp','kor4')=0;

bp.up(i,'direct','kor1')=1;
bp.up(i,'direct','kor2')=1;
bp.up(i,'direct','kor3')=1;

Model mle kara /all/;

OPTION RMINLP = CONOPT;

option reslim = 1000000;

OPTION DOMLIM = 10000;

Solve mle kara using rminlp maximizing NPV;

display x.l, P_mhp.l, P_aht.l, P_orc.l, P_abc.l, P_direct.l;
```

ИЗЈАВА АУТОРА О ОРИГИНАЛНОСТИ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Ја, Младен Јосијевић, изјављујем да докторска дисертација под насловом:

Мапирање и искоришћење отпадне топлоте у прехранбеној индустрији

која је одбрањена на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу Универзитета у Крагујевцу представља *оригинално ауторско дело* настало као резултат *сопственог истраживачког рада*.

Овом Изјавом такође потврђујем:

- да сам *једини аутор* наведене докторске дисертације,
- да у наведеној докторској дисертацији *нисам извршио/ла повреду* ауторског нити другог права интелектуалне својине других лица,
- да умножени примерак докторске дисертације у штампаној и електронској форми у чијем се прилогу налази ова Изјава садржи докторску дисертацију истоветну одбрањеној докторској дисертацији.

У Крагујевцу, 3.6.2020. године,


потпис аутора

ИЗЈАВА АУТОРА О ИСКОРИШЋАВАЊУ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Ја, Младен Јосијевић,

дозвољавам

не дозвољавам

Универзитетској библиотеци у Крагујевцу да начини два трајна умножена примерка у електронској форми докторске дисертације под насловом:

Мапирање и искоришћење отпадне топлоте у прехранбеној индустрији

која је одбрањена на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу Универзитета у Крагујевцу, и то у целини, као и да по један примерак тако умножене докторске дисертације учини трајно доступним јавности путем дигиталног репозиторијума Универзитета у Крагујевцу и централног репозиторијума надлежног министарства, тако да припадници јавности могу начинити трајне умножене примерке у електронској форми наведене докторске дисертације путем *преузимања*.

Овом Изјавом такође

дозвољавам

не дозвољавам¹

¹ Уколико аутор изабере да не дозволи припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од *Creative Commons* лиценци, то не искључује право припадника јавности да наведену докторску дисертацију користе у складу са одредбама Закона о ауторском и сродним правима.

припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од следећих *Creative Commons* лиценци:

- 1) Ауторство
- 2) Ауторство - делити под истим условима
- 3) Ауторство - без прерада
- 4) Ауторство - некомерцијално
- 5) Ауторство - некомерцијално - делити под истим условима
- 6) Ауторство - некомерцијално - без прерада²

У Крагујевцу _____, 3.6.2020. године,


_____ потпис аутора

² Молимо ауторе који су изабрали да дозволе припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од *Creative Commons* лиценци да заокруже једну од понуђених лиценци. Детаљан садржај наведених лиценци доступан је на: <http://creativecommons.org/rs/>