

УНИВЕРЗИТЕТ У БЕОГРАДУ
ТЕХНОЛОШКО-МЕТАЛУРШКИ ФАКУЛТЕТ

Алекса З. Миладиновић

Моделовање и оптимизација електрификације
енергана у индустријским постројењима

докторска дисертација

Београд, 2026.

UNIVERSITY OF BELGRADE
FACULTY OF TECHNOLOGY AND METALLURGY

Aleksa Z. Miladinović

Modeling and Optimization of Steam System Electrification in Industrial Facilities

Doctoral dissertation

Belgrade, 2026.

МЕНТОР КАНДИДАТА:

др Мирко Стијеповић, редовни професор,
Универзитет у Београду, Технолошко-металуршки факултет

ЧЛАНОВИ КОМИСИЈЕ ЗА ОДБРАНУ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ:

др Мирјана Кијевчанин, редовни професор,
Универзитет у Београду, Технолошко-металуршки факултет

др Јован Јовановић, ванредни професор
Универзитет у Београду, Технолошко-металуршки факултет

др Јасна Стајић-Трошић, научни саветник
Универзитет у Београду, Институт за хемију, технологију и металургију

др Александар Грујић, научни саветник
Универзитет у Београду, Институт за хемију, технологију и металургију

др Горица Иваниш, виши научни сарадник
Универзитет у Београду, Технолошко-металуршки факултет

ДАТУМ ОДБРАНЕ: _____

ЗАХВАЛНИЦА

Овом приликом изражавам захвалност свима који су на било који начин допринели изради ове докторске дисертације.

Ментору, проф. др Мирку Стијеповићу, на стручном вођењу, стрпљењу, корисним саветима и несебично подељеном знању током истраживачког рада, од основних студија до данас. Његове сугестије и критички осврти имали су значајну улогу у развоју истраживања и успешној изради ове дисертације.

Велику захвалност дугујем професорима и сарадницима Катедре за хемијско инжењерство, а нарочито проф. др Мирјани Кијевчанин, као и проф. др Јовану Јовановићу и др Горици Иваниш на сугестијама, стручним смерницама и несебичној помоћи.

Директору Института за хемију, технологију и металургију, др Јасни Стајић–Трошић упућујем искрену захвалност на указаном поверењу, прилици за рад и безрезервној подршци и разумевању током мог стручног и научног усавршавања.

Руководиоцу Центра за материјале, др Александру Грујићу, као и др Владану Ћосовићу, посебно се захваљујем на корисним дискусијама, саветима и колегијалном односу, као и на спремности да поделе своје знање и искуство. Својим блиским сарадницима, др Јовани Илић Пајић као и младим колегама, дугујем посебну захвалност на разумевању, охрабрењу и помоћи током израде дисертације.

На крају, захвалност дугујем и својој породици и пријатељима на разумевању и стрпљењу.

Моделовање и оптимизација електрификације енергана у индустријским постројењима

САЖЕТАК

Дисертација представља методолошки оквир за енергетску оптимизацију и декарбонизацију индустријских енергетских система, у складу са строгим еколошким прописима. Применом детерминистичког модела анализирана су три компресорска система повезана на парне турбине у индустрији етилена. Утврђено је знатно погоршање рада компресора крекованог гаса, са девијацијом политропске ефикасности од 15% и падом механичке ефикасности са 97% на 92,4%, док је замена електричним погоном доносила уштеду енергије од 10% и смањење оперативних трошкова за 5–7%. MILP оптимизацијом, у индустрији етилена, одређен је оптималан број парних цевовода од 21 до 23 са прагом економске осетљивости цене електричне енергије од 0,0275 €/kWh, као и порастом оптималног степена топлотне рекуперације са 23% на 47% при расту цене са 0,01 на 0,113 €/kWh, чиме су дефинисане конкретне пројектне и економске границе електрификације. Развијен је хибридни модел који комбинује детерминистички приступ и вештачке неуронске мреже за предвиђање снаге турбина, чијом применом је потрошња паре смањена за 1,4%, а емисија CO₂ за 6%, уз већи утицај цене природног гаса на оперативне трошкове од пореза на CO₂. Ретрофит енергане интеграцијом електричних уређаја и оних на водоник потврдио је изводљивост декарбонизације, уз водоник као кључну алтернативу при високим ценама електричне енергије. Студија електрификације челичане, која упоређује смањење емисија при самом раду са нето смањењем добијеним анализом животног циклуса, показала је да уграђене емисије значајно умањују еколошки учинак. У оквиру анализираних сценарија и усвојених техно-економских претпоставки, енергија ветра се показала као најисплативија опција уз годишњу уштеду од 707597 t CO₂, док потпуна електрификација из обновљивих извора представља дугорочно најповољнију стратегију. Резултати пружају научно утемељен оквир за декарбонизацију кроз потпуну техничку трансформацију система.

Кључне речи: енергетска оптимизација, декарбонизација, систем паре, компресорски системи, парне турбине, детерминистичко моделовање, хибридни модел, вештачке неуронске мреже, мешовито-целобројно линеарно програмирање (MILP), електрификација

Научна област: Технолошко инжењерство

Ужа научна област: Хемијско инжењерство

Modeling and Optimization of Steam System Electrification in Industrial Facilities

ABSTRACT

This dissertation presents a methodological framework for energy optimization and decarbonization of industrial energy systems, in accordance with strict environmental regulations. By applying a deterministic model, three steam driven multi stage compressor systems in the ethylene industry were analyzed. A significant degradation in the operation of the cracked gas compressor was identified, with a 15% deviation in polytropic efficiency and a drop in mechanical efficiency from 97 % to 92.4 %, whereas replacing it with an electric drive yields energy savings of 10 % and reduces operating costs by 5–7%. Through MILP optimization, the optimal number of steam headers was determined to be between 21 and 23, with an electricity price sensitivity threshold of €0.0275/kWh, and an increase in the optimal heat recovery rate from 23% to 47% as the price rises from € 0.01 to €0.113/kWh, thereby establishing clear engineering and economic parameters for electrification. A hybrid model integrating a deterministic approach with artificial neural networks was developed to predict turbine power output. Its application reduced steam consumption by 1.4% and CO₂ emissions by 6%, with natural gas prices exerting a stronger influence on operating costs than carbon taxation. Retrofitting the steam system by integrating electrical and hydrogen-fueled equipment confirmed the feasibility of decarbonization, with hydrogen emerging as a key alternative under high electricity prices. A steel mill electrification study, which compares operational emission reductions with the net reductions obtained through a life cycle assessment (LCA), showed that embodied emissions significantly diminish environmental performance. Within the analyzed scenarios and adopted techno-economic assumptions, wind energy proved to be the most cost-effective option with annual savings of 707597 t CO₂, whereas full renewable-based electrification represents the most favorable long-term strategy. The results provide a scientifically sound framework for decarbonization through a comprehensive technical reconfiguration of the system, rather than mere fuel substitution.

Key words: Energy optimization, Decarbonization, Steam system, Compressor systems, Steam turbines, Deterministic modelling, Hybrid model, Artificial Neural Network, Mixed-Integer Linear Programming (MILP), Electrification

Scientific field: Technological Engineering

Scientific subfield: Chemical Engineering

Садржај

1. Увод.....	1
2. Анализа досадашњих истраживања.....	5
2.1 Моделовање и оптимизација компресорских система.....	5
2.2 Моделовање и оптимизација рада турбина.....	11
2.3 Моделовање и оптимизација индустријских система паре.....	12
2.3.1 Математички модели компоненти система паре.....	13
2.3.2 Оперативна оптимизација постојећих система.....	15
2.3.3 Структурна и параметарска оптимизација нових система.....	18
2.3.4 Управљање неизвесношћу у оптимизацији.....	19
2.3.5 Хибридни модели.....	22
3. Методолошки оквир.....	31
3.1 Приказ индустријске енергана.....	31
3.2 Математички модел енергана.....	34
3.2.1 Инжењерске и методолошке основе развоја модела.....	36
3.2.2 Математички оквир суперструктуре и хибридно моделовање.....	37
3.2.3 Детерминистички модел.....	39
3.2.4 Хибридни модел и неуронске мреже.....	40
3.2.5 Модели уређаја у систему енергана.....	42
3.2.6 Валидација модела и стратегија рационализације система.....	67
3.3 Оптимизација рада енергана.....	69
3.3.1 Кључне технолошке компоненте електрификованог система.....	70
3.3.2 Модел мешовитог целобројног линеарног програмирања (MILP).....	71
3.3.3 Методологија имплементације: развој „суперструктуре“.....	77
3.4 Инжењерски алати и стандардизација документације.....	79
4. Студије случаја и анализа резултата.....	85
4.1 Студија случаја у индустрији челика: електрификација и декарбонизација.....	85
4.2 Фабрика етилена: анализа перформанси система паре.....	
(систем вишестепених компресора повезаних на парне турбине, SDMSCS).....	90
4.2.1 Опис система и дефиниција проблема.....	90
4.2.2 Методологија и процедура за процену перформанси.....	92
4.2.3 Анализа специфичних компресорских система.....	99
4.3 Примена MILP модела у електрификацији система паре.....	106
4.3.1 Методолошки оквир и формулација модела.....	107
4.3.2 Анализа резултата студије случаја у електрификацији система паре.....	113
4.4 Оптимизација инфраструктуре парног система.....	125
4.4.1 Дефиниција проблема и циљеви оптимизације.....	125
4.4.2 Формулација MILP модела за инфраструктуру.....	127
4.4.3 Анализа резултата студије случаја у оптимизацији система паре.....	134
4.5 Хибридни модел за прецизно предвиђање перформанси и економске одрживости.....	137
4.5.1 Конфигурација хибридног модела и оптимизација параметара.....	143
4.5.2 Анализа резултата и евалуација одрживости у реалним тржишним условима.....	144

5. Дискусија резултата	148
5.1 Процена перформанси и анализа деградације вишестепених компресора повезаних на парне турбине (SDMSCS)	148
5.2 Оптимизација конфигурације и оперативног рада индустријских енергана: од процесне интеграције до хибридних енергетских система	152
5.2.1 Економска анализа декарбонизације кроз оптимизацију MILP -ом.....	153
5.2.2. Интеграција обновљивих извора и техно-економска изводљивост: пример индустрије челика	156
5.2.3 Структурна оптимизација дистрибутивне мреже:	159
Оптимизација нивоа паре и конфигурације размењивача топлоте	159
5.2.4 Примена хибридног модела у оптимизацији система паре.....	161
6. Закључак	165
7. Литература.....	168
Списак симбола и ознака	177
Списак слика	185
Списак табела	188
Биографија.....	190
Изјава о ауторству	191
Изјава о истовестности штампане и електронске верзије докторског рада	192
Изјава о коришћењу	193
ОЦЕНА ИЗВЕШТАЈА О ПРОВЕРИ ОРИГИНАЛНОСТИ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ	195

1. Увод

Како би се ублажиле последице климатских промена, пре свега глобално загревање, неопходна је декарбонизација индустријског сектора као кључне мере за постизање одрживог развоја. Да би се глобално загревање задржало на нивоу испод 1,5 °C, по препоруци Париског споразума [1] емисија гасова стаклене баште би морала да се смањи на готово нулу док би преостале количине гасова биле уклоњене комбинацијом природних понора угљеника и технолошких поступака (апсорпција, адсорпција, минерализација). Тако су Уједињене нације поставиле циљ да се до 2050. године постигне нулта емисија.

Декарбонизација у стручном смислу подразумева смањење емисије угљен-диоксида, али и других гасова стаклене баште, кроз структурну трансформацију привреде што подразумева замену фосилних горива обновљивим изворима енергије као и повећање енергетске ефикасности. Индустријски сектор је значајан извор емисије гасова стаклене баште, са око 30 % у глобалној емисији CO₂, одмах после сектора производње електричне енергије. Кључни извори емисије у оквиру индустријског сектора су производња гвожђа и челика, цемента, хемикалија и петрохемијских производа. Индустријски процеси у Србији учествују са око 17 % у укупној емисији гасова стаклене баште, при чему у највећој мери металуршка индустрија, производња цемента и креча, и хемијска индустрија [2]. Званична стратегија ниско-угљеничног развоја Републике Србије предвиђа смањење емисија у индустријском сектору до 2050. године, у складу са Париским споразумом [3]. Декарбонизација индустрије подразумева престанак емисије угљен-диоксида из свих процеса, уз очување тржишне конкурентности и привредног раста. Пошто су могућности смањења емисија конвенционалним методама ограничене, индустријска декарбонизација мора да комбинује традиционалне и иновативне приступе. Мере декарбонизације обухватају:

- повећање енергетске ефикасности (рекуперација отпадне топлоте, побољшана термичка изолација);
- електрификација процеса (електромотори, електрични генератори топлоте);
- замена фосилних горива обновљивим изворима енергије (соларна и ветроенергија, „зелени“ водоник);
- оптимизација производних процеса (смањење губитака енергије, штедња воде);
- рационалније коришћење материјала (алтернативне сировине, смањење отпада, рециклажа);
- развој циркуларне економије (производи са продуженим животним веком, нискоугљеничне алтернативе);
- примена напредних технологија (нпр. концентрована соларна енергија за високотемпературне процесе);
- уклањање и складиштење CO₂, уз напомену да права негативна емисија захтева и трајно уклањање CO₂ из атмосфере.

Електрификација индустријских система паре представља једно од најперспективнијих решења за декарбонизацију. Системи паре су међу највећим потрошачима енергије и истовремено значајно доприносе емисији CO₂. Пара се у индустрији користи за грејање, дестилацију и сушење (термичка примена) и за покретање турбина, компресора и пумпи (механичка примена), што објашњава њен велики удео у укупној потрошњи енергије. Пошто се пара традиционално производи сагоревањем фосилних горива (гаса, угља и мазута) у

котловима, њена употреба представља директан извор емисије CO₂. Прелазак са уређаја који користе фосилна горива на уређаје који користе електричну енергију или водоник, може имати директан и значајан ефекат на смањење емисија CO₂ у многим индустријским постројењима. Ово је од посебног значаја за индустрије са високом потрошњом енергије, као што су металуршка и петрохемијска индустрија (нарочито производња етилена) у којима системи паре имају кључну улогу у укупној потрошњи енергије.

Процес производње етилена спада међу највеће индустријске изворе емисије угљен-диоксида. Конвенционалне пиролитичке пећи користе сагоревање горивих гасова као извор топлоте, углавном природног гаса и нуспроизвода самог процеса, да би се достигле неопходне процесне температуре, при чему се значајна количина CO₂ ослобађа у атмосферу. Поред директних емисија из пећи, додатни извор CO₂ представљају котлови за производњу паре, као и сва помоћна опрема која користи фосилна горива. Да би се достигле нето нулте емисије до 2050. године, декарбонизација производње етилена мора постати стратешки приоритет за читаву петрохемијску индустрију [4].

Постоје више начина за декарбонизацију петрохемијског сектора који се, према Сценарију чистих технологија (енг. *Clean Technology Scenario*, CTS) [5], примарно ослања на уклањање, коришћење и складиштење угљеника (CCUS), што би могло допринети са око 35 % кумулативног смањења емисија до 2050. године. Други значајан правац је прелазак са угља на природни гас, чиме се може остварити додатних 25 % смањења емисије. Енергетска ефикасност и увођење најсавременијих технологија кроз бољу процесну интеграцију и оперативне праксе доприносе са још 25 % у укупној декарбонизацији примарне хемијске производње. Међу технолошким процесима декарбонизације, електрификација топлотних процеса се издваја као посебно перспективна опција. Замена конвенционалних пиролитичких пећи и котлова електричним грејним елементима омогућава потпуно елиминисање директних емисија из ових јединица, док коришћење електричне енергије произведене из обновљивих извора условљава елиминацију индиректних емисија, односно постизање позитивних резултата у оквиру анализе животног циклуса (LCA). У том смислу, електрификација и интеграција обновљивих извора енергије нису два одвојена концепта, они су нераздвојни делови јединственог решења. Студије животног циклуса [4] показују да електрично крековање покретано обновљивом електричном енергијом може остварити суштинско смањење угљеничног отиска у односу на конвенционалне технологије.

Поред петрохемијске индустрије, и сектор производње челика спада међу највеће индустријске изворе CO₂. Ова изузетно енергетски интензивна грана је одговорна за приближно 7 % укупних глобалних емисија гасова са ефектом стаклене баште. Традиционална производња челика се ослања на рад високих пећи које су интегрисане са конверторима. Технологија се у основи заснива на употреби угља и кокса, како за добијање топлоте, тако и за редукацију руде гвожђа, а одговорна је за више од 70 % укупне емисије CO₂ у овом сектору. Као примарна алтернатива и кључни стуб електрификације намеће се технологија електролучних пећи (енг. *Electric Arc Furnace*, EAF). EAF технологија је знатно мање енергетски интензивна у поређењу са процесом коришћења високих пећи јер користи електричну енергију за топљење сировина попут металног лома или гвожђа добијеног директно редукацијом (енг. *Direct Reduced Iron*, DRI). Коришћење ових система може смањити емисије за чак 75 % [6] у поређењу са конвенционалним методама.

С обзиром на то да су наведене технологије изузетно сложене, примена савремених математичких модела је постала незаобилазан алат у анализи, оптимизацији и реконструкцији енергетски интензивних индустријских система. Ови модели омогућавају систематски

приступ решавању комплексних проблема енергетске ефикасности и декарбонизације, пружајући увид у рад индивидуалних компоненти, али и целокупног система. Међутим, савремена индустријска постројења поседују висок степен нелинеарности и непредвидиве осцилације потрошње и производње енергије (посебно услед интеграције обновљивих извора). У таквом контексту, класични прорачуни енергетских биланса постају недовољни за доношење оптималних одлука о управљању системом и будућим улагањима. Зато класичне методе замењују напредни математички модели, који се могу класификовати у две групе: детерминистички модели (који су засновани на фундаменталним законима физике, хемије и термодинамике) и модели засноване на подацима (који уче на основу оперативних података о раду постројења).

Као водећи алат у домену математичке оптимизације издваја се Мешовито-целобројно линеарно програмирање (енг. *Mixed Integer Linear Programming*, MILP). Овај методолошки оквир поседује изузетну способност симултаног решавања проблема конфигурације система (енг. *synthesis*) и стратегије оперативног управљања (енг. *scheduling*). Својом математичком структуром, MILP омогућава моделовање сложених прелазних стања у раду постројења, као што су покретање и заустављање погона, брзо реаговање на промене цена струје на тржишту или стратешког избора између алтернативних технологија. Главна научна предност MILP се огледа у томе што омогућава проналажење најбољег могућег (глобалног) решења у оквиру дефинисаног линеарног модела и задатих ограничења. Због тога представља поуздану математичку основу за доношење сигурних одлука у дугорочним процесима декарбонизације и преласка на еколошки одрживу производњу.

С друге стране, са порастом доступности великих количина података (енгл. *Big Data*) из процесне индустрије, у анализу енергетских система се уводе алати вештачке интелигенције, пре свега вештачке неуронске мреже (енг. *Artificial Neural Networks*, ANN). За разлику од претходно поменутих детерминистичких модела (белих кутија) који захтевају дубоко познавање физичко-хемијских и термодинамичких закона сваког подсистема, неуронске мреже функционишу по принципу „црне кутије“. Изузетно су ефикасне за математички опис изразито нелинеарних процеса, чије је моделовање у реалном времену практично неизводљиво.

Управо комбинација тачности детерминистичких модела и брзине и прилагодљивости вештачких неуронских мрежа отвара простор за развој савремених хибридних приступа (енг. *grey-box models*, тј. модел сивих кутија). Синергија ових метода омогућава превазилажење појединачних ограничења, постављајући темељ за стварање напредних система, чији је крајњи циљ максимално повећање енергетске ефикасности и смањење угљеничног отиска у комплексним индустријским постројењима.

У оквиру ове дисертације, практична применљивост и ефикасност предложених математичких приступа, као што су MILP и хибридни модели је потврђена њиховом имплементацијом на реалне енергетске системе (енергане) у комплексним индустријским постројењима, као што су постројења за производњу етилена и челика. Детаљна анализа је спроведена на вишестепеним компресорима покретаним парним турбинама у оквиру енергане у постројењу за производњу етилена, где је успешно одређена њихова деградација и пратећи пад ефикасности. Овај приступ је развијен као општа детерминистичка процедура за процену перформанси компресорских система у реалном времену, омогућавајући идентификацију губитака и оптимизацију параметара независно од типа флуида.

Изведена је свеобухватна анализа утицаја електрификације система паре на редукцију емисије угљен-диоксида у два енергетски интензивна сектора: производњи етилена и челика. У случају производње етилена, анализирана су четири енергетска сценарија: референтни сценарио без електрификације, сценарио потпуне електрификације, као и два хибридна сценарија, један са доминантним уделом природног гаса и други са наглашеним степеном електрификације. Поред тога, у сектору производње челика, разматран је потенцијал замене традиционалних уређаја покретаних природним гасом савременим електричним системима за генерисање паре, уз истовремену интеграцију обновљивих извора енергије (соларне и ветроенергије) у енергетску структуру постројења. Овим је дефинисан конкретан потенцијал за смањење емисије гасова стаклене баште по секторима.

Применом Мешовито-целобројног линеарног програмирања (MILP) изведена је симултана оптимизација капиталних и оперативних трошкова (CAPEX и OPEX) система паре, што је обухватило и одређивање оптималног броја парних водова, као и најрационалнији распоред размењивача топлоте. Ова систематична методологија оптимизације парних мрежа је развијена тако да важи за пројектовање нових и модернизацију постојећих процесних постројења, чиме се поставља стандард за доношење одлука у различитим секторима процесне индустрије.

Коначно, развијен је хибридни модел, који интегрише детерминистички приступ и вештачке неуронске мреже (ANN), са циљем смањења оперативних трошкова система паре и побољшања енергетске ефикасности целокупног постројења. Комбиновањем физичких принципа са способностима предвиђања вештачке интелигенције, развијен је флексибилан оквир који осигурава високу прецизност моделовања комплексних, нелинеарних индустријских система паре чак и у условима недостатка мерних података.

Кроз приказане студије случаја и анализу добијених резултата, потврђена је поузданост развијених модела, при чему су остварени резултати показали високу тачност и оправдали примену методологије у реалном индустријском систему. Посебан научни допринос огледа се у успостављању генеричког методолошког оквира за моделовање и оптимизацију енергане који се може прилагодити различитим енергетски интензивним системима. Развијена методологија је структурирана тако да буде применљива у широком опсегу енергетски интензивних индустрија (попут хемијске, петрохемијске, металуршке и прехрамбене) јер нуди једноставан и поуздан приступ анализи подсистема који су заједнички за већину комплексних постројења.

2. Анализа досадашњих истраживања

Глобално загревање директно утиче на унапређење енергетске ефикасности која постаје све важнији фактор у многим индустријским процесима. Индустријски сектор је одговоран за велики удео глобалних антропогених емисија CO_2 . Повећање степена ефикасности у коришћењу енергије представља једно од решења за смањење емисије CO_2 , посебно у енергетски захтевним системима. У том контексту, постројења за производњу етилена и челика се издвајају по високој потрошњи енергије, која је делом последица ниског степена искоришћења енергије у постојећим производним процесима. Иако се често истиче значај рационалне потрошње енергије, управљање енергетским системима ретко добија централно место. Традиционални системи паре, пројектовани за коришћење локално доступних фосилних горива, данас постају економски и регулаторно неодрживи услед строгих еколошких стандарда и примене такси на емисију CO_2 .

Декарбонизација индустријских система се одвија кроз три комплементарна корака. Први корак, промена горива, је прелазак са угља и мазута на природни гас (краткорочно) и на водоник (дугорочно), чиме се смањује директна емисија CO_2 . Други корак, побољшање енергетске ефикасности, подразумева целовиту оптимизацију система кроз максимално искоришћење отпадне топлоте (HRSG) и смањење губитака изолацијом парних цевовода. Трећи значајан корак ка електрификацији, подразумева замену уређаја на фосилна горива електричним котловима, прегрејачима и електромоторима. Уз коришћење електричне енергије из обновљивих извора, овај корак омогућава потпуну елиминацију емисије CO_2 уз повећање оперативне флексибилности и поузданости постројења.

За прецизно моделовање оваквих енергетских система примењује се хибридни приступ који комбинује детерминистички модел (заснован на физичко-хемијским законитостима) са вештачким неуронским мрежама (ANN). Компонента вештачке неуронске мреже коригује нелинеарности и одступања услед деградације опреме, која детерминистички модел не може адекватно да интерпретира. Хибридни приступ омогућава оптимизацију оперативних параметара и енергетске ефикасности, одржавање засновано на праћењу стања опреме, контролу емисија у реалном времену, као и подршку при доношењу одлука о реконструкцији постројења.

Оптимизација рада постојеће опреме у системима паре представља ефикасан пут ка остварењу значајних уштеда, како у капиталним трошковима, тако и у смањењу негативног утицаја на животну средину [7]. Имајући ово у виду, спроведена су истраживања усмерена на моделовање и оптимизацију мрежа парних турбина, при чему су коришћена три основна методолошка приступа: примена термодинамичких модела, математичка оптимизација и коришћење теорије неуронских мрежа.

2.1 Моделовање и оптимизација компресорских система

Савремено моделовање и оптимизација вишестепених компресорских система су се развијали од традиционалних детерминистичких и итеративних приступа ка хибридним моделима и системској процесној оптимизацији. Док класични аналитички модели омогућавају брзу процену перформанси система, њихова прецизност опада у критичним и режимима рада ван пројектних, услед занемаривања сложених унутрашњих губитака.

Хибридни приступи превазилазе ова ограничења спајањем детерминистичког модела са вештачким неуронским мрежама ради праћења у реалном времену и компензације ефеката који нису обухваћени моделом. Поузданост приступа и даље у великој мери зависи од квалитета генерисаних података. На крају, напредни оптимизациони модели шире фокус са појединачних уређаја на целину индустријских мрежа и конверзију отпадне топлоте, чиме остварују значајне енергетске и економске уштеде, али уз знатно повећање сложености прорачуна.

Моделовање вишестепених компресора које покреће парна турбина представља кључну компоненту у анализи и оптимизацији парних постројења, где перформансе компресора директно утичу на укупну енергетску ефикасност система. Детерминистички приступ, заснован на физичко-хемијским законима, омогућава развој модела за предвиђање параметара наведеног система.

Kronberg и сарадници [8] спроводе свеобухватну термодинамичку анализу директних, вишестепених, клипних компресора, које покреће парна турбина. У анализи су укључени процеси са и без хлађења између степена компресора. Код вишестепених, клипних компресора покретаних парном турбином, не само да је смањена температура и потребна снага за компресију, већ су ублажени и штетни ефекти паре на процес компримовања. На тај начин је значајно побољшана ефикасност употребе паре. Укупна запремина компресора се значајно смањује са повећањем броја степена компресије.

Због промена у раду постројења условљених економским и тржишним факторима, компресори све чешће раде у променљивим режимима протока па класични модели, засновани на претпоставци о стабилном, стационарном раду, нису довољни за прецизно праћење и предвиђање перформанси при динамичним условима. Стога је, према Gensch и King-у [9] неопходан модел којим се може пратити рад компресора у реалном времену како би се осигурала поузданост и ефикасност рада компресора у променљивим условима. Такође, примењују једначину стања Lee-Kesler-Plöcker-а за реални гас, као и шему процене компресорских кривих, у радном режиму. Овај иновативни приступ омогућава прецизно праћење процеса, откривање кварова и бољи надзор.

Према Albusaidi-у и Pilidis-у [10] прави изазов представља предвиђање перформанси центрифугалних компресора који користе разноврсне индустријске гасове насупрот компресора за ваздух, где су својства флуида стална. Управо због тога креирају нови, итеративни модел. Снага модела лежи у могућности да се из само једног познатог радног услова, поуздано генеришу криве компресора за читав спектар променљивих: од улазног притиска и температуре до састава гаса. Ова могућност је потврђена упоређивањем резултата предвиђања са стварним мерењима, при чему максимално одступање модела ни у критичној зони у близини линије пумпања не прелази 2,21 %.

Кључна предност предложеног модела није само у његовој тачности, већ и у потпунијем приступу тј. модел пажљиво узима у обзир интеракције самог гаса, брзине струјања и режиме рада на коначну ефикасност сваког степена компресије. Да би се ове информације учиниле практичним, резултати су приказани на графиконима у зависности од улазног протока (Слика 2.1). Такав приказ значајно олакшава брзу процену како ће, рецимо, смањени притисак на улазу утицати на стабилност рада, ризик од појаве рада испод линије пумпања и укупну енергетску ефикасност компресорске станице.

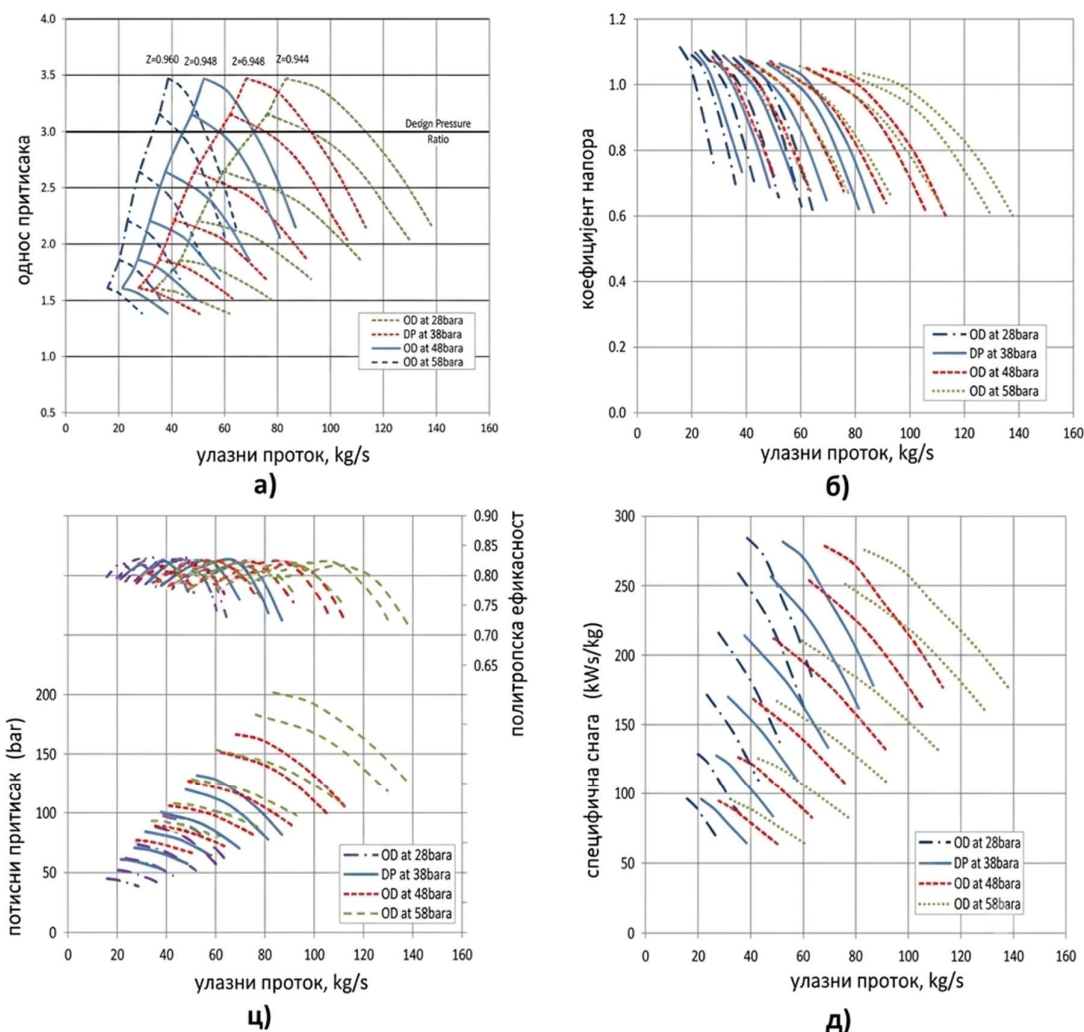
Аутори Albusaidi и Pilidis [11] у другом делу студије посвећене термодинамичком моделовању утицаја улазних параметара и својстава гаса на перформансе вишестепеног центрифугалног компресора, обухватају и додатни случај који јасно потврђује способност развијеног итеративног приступа да тачно предвиди криве компресора при различитим саставима гаса.

Приказани пример показује да се параметри рада компресора за различите смеше гасова могу предвидети са грешком од само $\pm 1,34$ %. Оптимизација спроведена у овом раду, потврђује да се предложена метода може успешно применити за процену пројектовања компресора у складу са очекиваним варијацијама улазних услова. Наведена студија случаја јасно приказује утицај промене својстава гаса на аеродинамичку стабилност целог компресорског система. У односу на први део студије [10], који се фокусирао на развој и валидацију итеративне методе за предвиђање мапе компресора под утицајем промена уласног притиска и температуре, овај други део проширује анализу на кључни фактор, састав гаса. Док је први рад верификовао методу са максималном грешком од око 2,21 % близу линије пумпања, други рад приказује још већу прецизност ($\pm 1,34$ %) у предвиђању перформанси компресорског система за различите смеше гасова. Главни допринос овог рада је у томе што не само да потврђује тачност методе за нови сет променљивих (попут састава гаса), већ и могућност примене за практичне циљеве: процену пројектних решења и анализу стабилности система.

У литератури [12] се може наћи и нови приступ за прорачун карактеристичних кривих центрифугалног компресора. Сви прорачуни се заснивају на четири бездимензиона параметра који описују компресор у пројектним условима: коефицијент протока (ϕ), коефицијент рада (ψ), Махов број (који представља однос брзине протока флуида и локалне брзине звука у том флуиду) и степен ефикасности (η). Уместо стандардних експерименталних кривих, нова метода користи сет алгебарских једначина изведених из физичких закона. Једначине су формулисане тако да аутоматски генеришу физички реално понашање кривих компресора при чему емпиријски коефицијенти служе за фино подешавање облика кривих ефикасности како би се постигло слагање са експерименталним резултатима. Промена рада компресора при различитим протоцима и брзинама (ван пројектне тачке) одређује се директно из Ојлерове једначине, уз помоћ емпиријских података за калибрацију резултата. Провера методе, заснована на анализи више од 45 експерименталних сценарија, показује да метода предвиђа ефикасност и притисак компресора са грешком од $\sim 6,2$ %, што је прихватљиво за многе инжењерске прорачуне. Предвиђање границе линије пумпања компресора је мање поуздано, што произилази из варијабилности експерименталних података у тој области рада.

Надовезујући се на претходно разматране термодинамичке карактеристике и моделовање перформанси центрифугалних компресора, Chang [13] развија ову проблематику увођењем вишестепених компресора у синтезу водоничне мреже рафинерија, где се традиционално претпостављају једностепени компресори. Синтеза водоничне мреже у рафинеријама представља процес оптимизације расподеле и коришћења расположивих извора овог гаса, са циљем смањења потрошње свежег водоника, оперативних трошкова и негативног утицаја на животну средину. Ово подразумева стварање суперструктуре која моделује изворе и потрошаче водоника. У овом случају, аутор предлаже модел Мешовитог нелинеарног програмирања (*Mixed Integer Nonlinear Programming Model*, MINLP) у којем број степени компресије представља променљиву која се оптимизује, уз линеарну апроксимацију опсега снаге компресије засновану на дискретним вредностима, што омогућава налажење глобалног оптимума. Модел користи суперструктуру која омогућава избор између наменских компресора за појединачне токове и заједничких компресорских станица које интегришу више токова, чиме се кроз оптимизацију проналази конфигурација са најнижим укупним годишњим трошковима (*Total Annual Cost*, TAC). Три примера показују да оптимална решења са вишестепеним компресорима смањују TAC (за 1,4–5,1%) у поређењу са случајевима једноступеног компресора, истичући предности у смањењу снаге компресије и бољој интеграцији мреже. Yang и сарадници [14] се фокусирају на синтезу водоничне мреже у рафинеријама у којима су компресори кључни за прилагођавање притисака између извора и потрошача водоника.

Предложен модел групног, каскадног распореда компресора омогућава широк спектар конфигурација, укључујући дељене и серијске везе до три јединице, са оптимизацијом међупритиска како би се минимизовали трошкови и употреба енергије. Применом модела постижу се уштеде од 2–3% у укупним трошковима компресора, смањује број потребних компресора и потрошња енергије (~10%), док истовремено подржавају променљиви притисци извора и потрошача водоника, чиме се превазилазе ограничења претходних приступа и омогућава примена у сложеним индустријским постројењима.



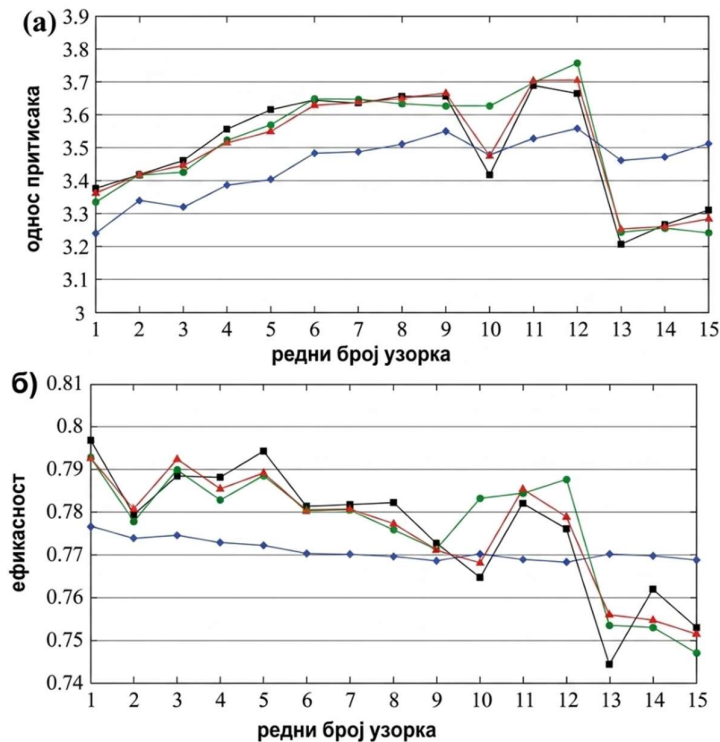
Слика 2.1 Утицај улазног протока на параметре рада компресора: (а) однос притисака; (б) коефицијент напора; (ц) политропску ефикасност и потисни притисак; (д) специфичну снагу. [10]

У раду Ghorbanian-а и Gholamrezaei-а [15] се може наћи и анализа примене вештачких неуронских мрежа у сврху предвиђања кривих компресора. Разматрају се различити типови неуронских мрежа, укључујући: неуронску мрежу са општом регресијом, мрежу са ротираном општом регресијом, мрежу са радијалним базним функцијама, као и вишеслојну перцептронску мрежу.

У циљу развоја прецизних метода за пројектовање и оптимизацију центрифугалних компресора, Чу и сарадници [16] представљају хибридни модел који интегрише модификовани, детерминистички модел за вишестепене компресорске системе са трослојном вештачком неуронском мрежом. Аутори истичу да традиционални модели, засновани на фундаменталним принципима често показују ниску тачност услед сложене динамике протока унутар импелера и потешкоћа у дефинисању малих губитака, као што су цурење или мешање гаса, док се хибридни приступ ослања на неуронску мрежу за прецизну процену ових „немоделованих” делова кроз анализу грешке између стварних података и механистичких предвиђања. Истраживање детаљно пореди хибридне структуре користећи податке из симулација и из реалне индустријске електране (Слика 2.2), при чему резултати доследно потврђују да хибридни модели надмашују детерминистичке и самосталне приступе неуронске мреже у предвиђању односа притиска и ефикасности центрифугалних компресора.

Развијени хибридни модел, од стране Li-a и Li-a [17] заснован на вештачким неуронским мрежама, постигао је изузетну прецизност у предвиђању перформанси центрифугалних компресора. Средња квадратна грешка је износила свега $2,5 \cdot 10^{-4}$, за коефицијент компресије, а $1,5 \cdot 10^{-5}$ за политропску ефикасност. Применом модела у софтверу *Aspen Plus*, излазна температура четвртог степена компресора смањена је са 102,1 °C на 97,4 °C, док је политропска ефикасност истог степена повећана са 64,82 % на 67,43 %. Модел је успешно генерисао и криве компресора (Слика 2.3) за релативну брзину од 1,012, што представља податке које произвођач оригинално није испоручио.

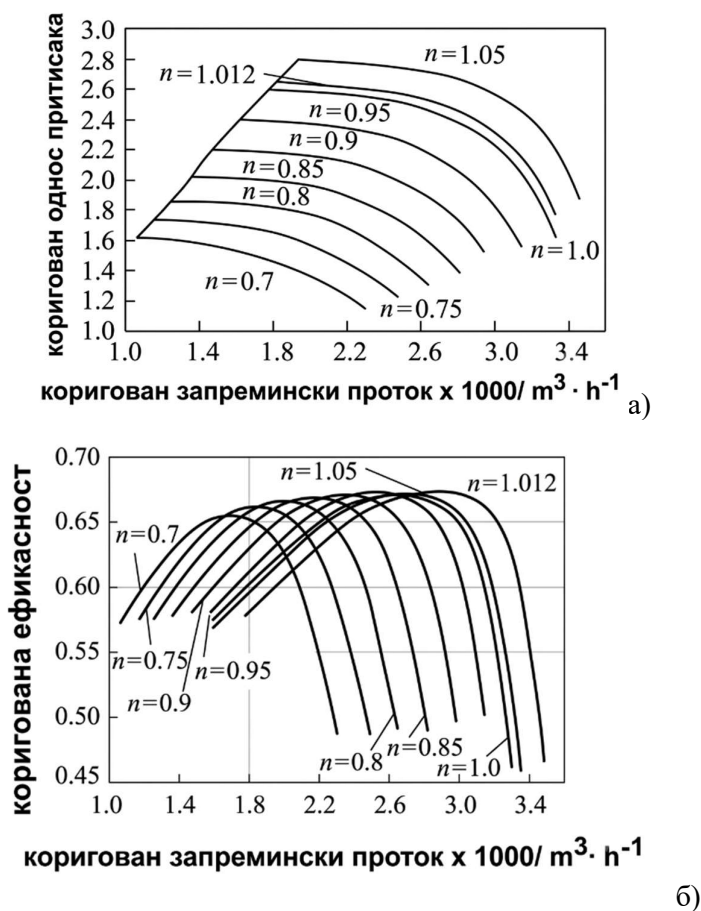
Основни допринос ове анализе је развој методологије за директну интеграцију вештачких неуронских мрежа у програм *Aspen Plus*, чиме се превазилазе ограничења стандардних, метода прорачуна. Посебно је значајна примена теорије сличности центрифугалних компресора за корекцију улазних података, што омогућава прецизно моделовање и када радни услови одступају од пројектованих. Две трослојне неуронске мреже успешно репродукују високо нелинеарне односе између протока, брзине ротације, ефикасности и компресије.



Слика 2.2 Поређење резултата за: а) однос притисака и б) ефикасност центрифугалних компресора добијених: $\diamond$ - детерминистичким моделом, $\circ$ - вештачком неуронском мрежом, Δ - хибридним моделом, $\square$ - резултати реалне индустријске електране. [16]

За разлику од линеарне интерполације и полиномних апроксимација које *Aspen Plus* стандардно користи, предложени модел пружа знатно већу прецизност за нелинеарне системе. Посебно је важан у моделовању критичних режима рада као што су покретање и заустављање компресора, где стандардне методе често отказују. Модел омогућава брзо добијање свих релевантних параметара под било којим условима, што га чини практичним алатом за свакодневно доношење одлука.

Прецизном контролом излазне температуре, модел директно доприноси спречавању озбиљних оперативних проблема као што су полимеризација 1,3-бутадиена и стварање кокса на лопатицама компресора. Ово не само да продужава век трајања опреме већ и смањује ризик од непланираних застоја у производњи. Модел омогућава оператерима да проактивно управљају радом компресора и оптимизују њихове перформансе без потребе за скупим експериментима на реалном систему.



Слика 2.3 Компресорске криве: а) зависност односа притисака од коригованог запреминског протока б) зависност политропске ефикасности од коригованог запреминског протока у систему центрифугалних компресора у постројењу за производњу етилена. [17]

Савремена литература у области моделовања компресора јасно указује на прелаз са детерминистичких модела на хибридне моделе који комбинују фундаменталне принципе са вештачким неуронским мрежама. Овакав приступ омогућава постизање изузетне прецизности, са грешком која се у оптималним условима креће од свега неколико процената (1,34 – 2,21%) чак и када се ради о променљивим улазним параметрима. Интеграција ових модела у

комерцијалне софтвере (попут *Aspen Plus*-а) представља значајан искорак, јер омогућава да се у реалном времену предвиђају компресорске криве које оригинално нису доступне, чиме се директно спречава појава оперативних проблема.

С друге стране, критичка анализа идентификује и јасна ограничења, пре свега у погледу зависности развијених модела од експерименталних података и поузданости у критичним режимима рада компресора. Модели засновани искључиво на неуронским мрежама функционишу као „црне кутије“ и њихова прецизност драстично опада изван опсега доступних података, док детерминистички модели показују знатно већа одступања (од око 6,2 %). Посебно забрињава чињеница да је предвиђање границе линије пумпања (*surge limit*) и даље недовољно поуздано због вредности које увелико варирају у тој области, што представља ризик за стабилност система. Ипак, примена оптимизационих алата као што је MINLP модел у сложеним мрежама водоника показује да се, упркос овим ризицима, прецизним моделовањем могу постићи конкретне економске уштеде од 1,4 % до 5,1 % у укупним годишњим трошковима, уз значајно смањење потрошње енергије.

2.2 Моделовање и оптимизација рада турбина

За представљање парних турбина у системима паре, обично се користе поједностављени модели који претпостављају да турбине имају константну ефикасност са занемаривањем ограничења опреме. Због тога Mavromatis и Kokossis [18] формулишу нови модел турбине (*Turbine Hardware Model*, THM) који узима у обзир промену ефикасности у зависности од величине турбине, улазног протока паре и услова рада. Овај модел је применљив на било који тип турбине, просте или сложене, и може прецизно да процени перформансе у целом опсегу радних услова. Mavromatis и Kokossis [19] су у свом даљем истраживању представили методу коришћења термодинамичких модела за раздвајање нелинеарних компоненти појединих јединица у системима паре развијајући тако модел Мешовито-целобројног линеарног програмирања (MILP) који узима у обзир зависност ефикасности од оперативних параметара. Модел је тестиран на турбинама са противпритиском и показао је побољшање перформанси од 11 % у односу на моделе који претпостављају константну ефикасност јединица.

Shang и Kokossis [20] користе нови модел турбине, THM, да би развили модел котла (*Boiler Hardware Model*, BHM) који се може користити за одређивање укупне потрошње горива, потребне количине хлађења и потенцијала за когенерацију топлоте. Наведени модели турбине и котла могу прецизно да предвиде ефикасност јединица у системима паре, јер узимају у обзир зависност ефикасности од протока паре и радних услова. На основу BHM и THM развијен је нови MILP модел, којим се могу смањити укупни трошкови система паре при различитим условима рада. Shang и Kokossis [21] су на основу претходно наведеног истраживања [20] успели да развију нови модел који у анализу укључује котлове, гасне турбине и све врсте парних турбина. Тако се од могућих јединица може оформити суперструктура која приказује све могуће начине повезивања разматраних компоненти (котлови, турбине, размењивачи топлоте, пумпе итд.) у целину. Термодинамички модели који се користе за примену MILP модела, омогућавају формирање конфигурације система под реалним условима рада за различите случајеве. Применом термодинамичких модела смањује се димензија суперструктуре пројекта, тако да се укључе само оне јединице које су неопходне за постизање максималних перформанси система.

Док се наведени MILP приступи и модели попут ТНМ-а заснивају на детерминистичким, физички утемељеним релацијама, Dong Mei и сарадници [22] уводе алтернативни приступ заснован на методама машинског учења, користећи векторске машине подршке (енг. *Support Vector Machine*, SVM) за моделовање парне турбине на основу великог броја студија случаја. Оптимизација параметара у циљу повишења температуре паре изведена је применом хибридног генетског алгоритма са оптимизацијом ројевим честицама (енг. *Genetic Algorithm–Particle Swarm Optimization*, GA-PSO) на развијени математички и SVM модел парне турбине.

Kurpianov [23] приказује резултате студија о развоју и примени метода за оптимизацију вишка ваздуха за индустријске парне котлове који користе фосилна горива. Разматра три случаја примене, укључујући котлове на лигнит и лож-уље, као и индустријски котао, који се користи у рафинерији нафте. Такође разматра ограничења и услове при примени метода. Вишак ваздуха у процесу сагоревања, где су коришћене оптимизоване или „компромисне” вредности, обезбеђује смањење укупних оперативних трошкова који су повезани са потрошњом горива и еколошким утицајима за дати котао. Оптимизован вишак ваздуха се добија минимизирањем одабране циљне функције. Циљна функција најчешће представља минимизацију укупних трошкова, који обухватају трошкове горива и трошкове еколошког утицаја. Због одређених оперативних ограничења, реални однос вишка ваздуха код котла може бити нешто другачији од вредности добијене оптимизацијом. Због тога се уместо тога може применити „компромисни“ вишак ваздуха. Међутим, изабрана вредност вишка ваздуха треба да обезбеди процес сагоревања са минималним стварањем чађи, посебно при сагоревању лож-уља. У таквим случајевима, узимајући у обзир ово оперативно ограничење, у котлу би требало примењивати „компромисни“ вишак ваздуха (уместо потпуно оптимизованог), што ипак омогућава приметну уштеду у трошковима горива уз истовремено смањење еколошког утицаја котловске јединице.

2.3 Моделовање и оптимизација индустријских система паре

Индустријски системи паре представљају енергетску кичму процесне индустрије, обезбеђујући топлотну, механичку и електричну енергију кроз комплексне мреже ценовода, турбина, турбогенератора и котлова. Ефикасно управљање системима паре захтева напредни методолошки приступ који превазилази традиционалне термодинамичке анализе, које често резултирају само локалним оптимумима. Поглавље које следи пружа преглед савремених научних метода са акцентом на два суштинска аспекта: математичко моделовање компоненти и технике оптимизације.

Први део поглавља се односи на различите облике математичког представљања јединица система, од линеарних апроксимација до сложених нелинеарних и хибридних модела заснованих на реалним индустријским подацима.

У наставку се анализирају могућности оперативне оптимизације система паре где се кроз промене процесних параметара (притисци, температуре и протоци) налазе начини за уштеду без капиталних улагања као и структурне оптимизације која подразумева избор оптималне конфигурације система из скупа свих могућих веза и опреме. Коначно, биће речи о примени напредних алгорита као што су Модели Мешовито-целобројног линеарног (MILP) и Мешовито-целобројног нелинеарног (MINLP) програмирања који омогућавају истовремену оптимизацију структуре и параметара обезбеђујући глобални оптимум и стабилност система.

Прегледом истраживања у области индустријских система паре утврђено је да постоји неколико комплементарних праваца, од класичног математичког моделовања и оптимизације конвенционалних енергана заснованих на фосилним горивима, преко савремених анализа могућности декарбонизације и електрификације процеса, па све до хибридних модела и дигиталних близанаца који спајају детерминистичке релације са алгоритмима вештачке интелигенције ради континуираног праћења перформанси у реалном времену. Међутим, детаљном анализом уочава се јасан истраживачки јаз. Класични оптимизациони модели индустријских система паре, примарно су конципирани за традиционалне конфигурације са парним котловима и турбинама, без могућности примене савременог концепта електрификације. Поред тога, постојећи хибридни модели и дигитални близанци претежно су усмерени на праћење перформанси појединачних критичних компоненти (попут парних турбина), а не на системску оптимизацију целе мреже. Надаље, студије које проучавају електрификацију углавном се заснивају на уопштеним техно-економским билансима или појединачним сценаријима, без ригорозног математичког моделовања сложених међузависности унутар система паре. Овај недостатак директно дефинише научни допринос докторске дисертације, који се огледа у развоју свеобухватног и концептуално конзистентног MILP (мешовито-целобројног линеарног) модела за оптимизацију индустријских система паре. Формирани MILP модел омогућава симултану оптимизацију погонских параметара енергана, ефикасну замену уређаја који користе фосилна горива електричним уређајима и максимално коришћење обновљивих извора, остварујући високу ефикасност и оперативну стабилност система у условима декарбонизације.

2.3.1 Математички модели компоненти система паре

Рад Varbanov-а и сарадника [24] представља побољшане методе за симулацију и оптимизацију парних система, којима се могу постићи значајне уштеде, без потребе за додатним капиталним улагањима. Varbanov и сарадници су развили нове моделе за парне и гасне турбине који боље описују понашање турбина при промени протока, него ТНМ. Ови модели су, заједно са моделима других елемената система паре, интегрисани у општи модел за комбиноване системе производње електричне енергије и топлоте (когенерацију). Степени слободе система паре омогућавају смањење трошкова кроз оптимизацију рада. Модели и поступак оптимизације су представљени у студији случаја. Резултати студије случаја указују да, за различите случајеве рада постројења, оптимални проток паре, производња електричне енергије и сагоревање горива могу показивати значајно различите тенденције. Такво понашање је уско повезано са проблемом маргиналне цене паре. Маргинална цена паре се разликује од ценовода до ценовода, док на самом ценоводу директно зависи од тренутних процесних захтева.

Aguilar и сарадници [25] су представили иновативни оквир за моделовање, пројектовање и управљање индустријским системима паре при променљивим условима. За разлику од традиционалних модела који пројектовање и одређивање оперативних параметара посматрају као одвојене или итеративне задатке, овај приступ их интегрише у јединствен математички оквир. Индустријски системи паре, који се састоје од котлова, турбина и јединица за рекулерацију топлоте морају бити довољно поуздани да задовоље променљиве потребе за паром, електричном енергијом и расхладним флуидом. Аутори тврде да систем мора бити „флексибилан“, с обзиром на то да енергетски трошкови и температура околине, константно варирају. Овај оквир користи ту флексибилност тако што оптимизује и капацитете опреме и

протоке као континуиране променљиве, кроз различите сценарије рада. Криве ефикасности опреме су обично нелинеарне, што доводи до сложених модела. Како би решили овај проблем, аутори су развили линеарне моделе перформанси за различиту опрему. Ови линеарни модели углавном имају опсег грешке од $\pm 5 \%$, што се сматра довољно прецизним.

Li и сарадници [26] су развили и побољшали стандардни модел парне турбине коришћењем реалних индустријских података. Овај модел карактеришу промене у ефикасности турбине при различитим условима рада. Модел котла и других јединица су поједностављени како би се омогућила примена у оптимизацији. Надаље је формиран MINLP модел за извођење оперативне оптимизације система паре са више парних турбина са директним погоном. Предложени модел узима у обзир електричну енергију као алтернативу захтевима за механичком енергијом нижег степена. Применом предложеног оптимизационог модела на постројењу за производњу етилена постигнуто је смањење укупних оперативних трошкова у поређењу са оригиналном конфигурацијом рада.

Предложени модел MINLP предвиђа оптималну расподелу паре, избор уређаја за погон механичке снаге (парних турбина или електромотора) и оптималне услове рада. За процену модела коришћен је индустријски пример са три котла, четири нивоа паре и четрнаест парних турбина са директним погоном. У поређењу са оригиналном конфигурацијом рада, постигнута је уштеда оперативних трошкова од најмање 4,67 % када се не узима у обзир избор погонских уређаја, односно 8,06 % када је избор погонских уређаја дозвољен. Доказана је применљивост предложеног MINLP модела у стварном индустријском постројењу за одређивање оптималне комбинације парних турбина и електромотора при задатим захтевима за механичком снагом.

Shen и сарадници [27] су развили суперструктуру енергетског система за производњу етилена која обухвата гориво, пару, електричну енергију и воду, при чему вода служи као радни флуид за пренос енергије кроз процесе загревања, хлађења и промене агрегатног стања. Користећи хибридно моделовање које комбинује термодинамику и методу најмањих квадрата, они су појединачна понашања јединица описали математички, а затим су проблем сезонске оптимизације поставили кроз Мешовито-целобројно нелинеарно програмирање (MINLP). Применом ефикасне стратегије декомпозиције, истовремено су оптимизовали потрошњу свих енергената и дошли до оптималног решења кроз три кључна сценарија: 1) истовремено регулисање протока паре кроз вентиле и турбине уз избор најповољнијег погона за мање потрошаче, 2) одређивање оптималне температуре расхладне воде ради балансирања ефикасности турбина и потрошње енергије као и 3) прилагођавање броја активних хладњака годишњем добу. Резултати су показали да су одлуке о протоку паре веома осетљиве на прецизност мерења, док су одлуке о температури и притиску знатно стабилније, а да је укупна уштеда енергије износила 14,42 % током пролећа и јесени, односно 13,92 % лети. Даља енергетска анализа открила је да је део скупљег горива замењен јефтинијом паром и електричном енергијом, чиме су смањени укупни трошкови а на основу свих наведених резултата формиране су конкретне стратегије за свакодневно управљање енергијом у постројењу.

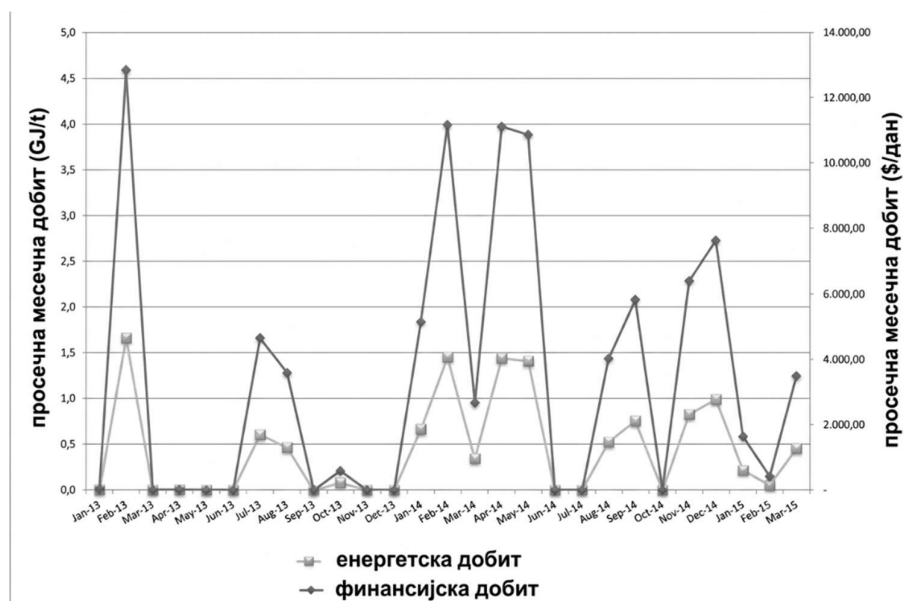
Основни научни допринос рада Ма и сарадника [28] огледа се у развоју свеобухватног модела која по први пут истовремено обухвата производни процес и систем паре као јединствену целину. Овај хибридни приступ моделовању комбинује стварне индустријске са софтверски генерисаним подацима и механистичким моделима. Посебно је значајан нови „data-driven“ модел за процес крековања, који омогућава прецизно предвиђање приноса производа, потрошње горива и производње паре високог притиска, чиме се ствара основа за квалитетнију оптимизацију.

Примена предложеног модела оптимизације на реалном постројењу за производњу етилена донела је изузетне финансијске и оперативне резултате. Укупан нето профит повећан је за 5 % по сату рада. Највећи појединачни успех остварен је у енергетском систему (пара и електрична енергија) где су трошкови смањени за чак 33,7 %. Поред тога, ефикасност саме јединице за производњу етилена порасла је са 46 % на 49 %, што потврђује да модел успешно унапређује и производни и енергетски део система. Сензитивна анализа потврдила је да модел остаје стабилан чак и при променљивим тржишним условима цена сировина и производа.

Коришћење овог модела доноси неколико кључних предности у свакодневном раду постројења. Прво, избегавају се решења која настају када се производни и енергетски систем посматрају одвојено, тј. модел користи њихову међусобну повезаност за постизање максималне ефикасности. Друго, применом модела заснованог на подацима значајно је поједностављена сложеност математичке оптимизације, што омогућава брзо доношење одлука уз високу тачност предвиђања (грешке мање од 5 %). Коначно, модел пружа могућност да се оптимизују кључни параметри као што су рецимо проток сировина, или температура на излазу из пећи, што директно води ка уштеди ресурса и повећању профитабилности.

2.3.2 Оперативна оптимизација постојећих система

Како би остварили додатну уштеду, Mendes de Santana и сарадници [29] примењују MILP модел у оптимизацији система паре у производњи етилена. Значајан резултат овог модела је да се, под одређеним условима, највећа ефикасност може постићи коришћењем само једне од четири доступне турбине. Економски и енергетски ефекат је очигледан: просечна дневна добит процењена је на око 11000 \$/дан (еквивалент у енергији од 1,4 GJ по тони етилена). Анализом у дужем временском периоду утврђено је да фреквенција оптимизације има кључну улогу. Док месечна оптимизација нуди максималну дневну добит од ~28000 \$/дан (1,7 GJ/t) свакодневно покретање модела даје много боље резултате у просеку (~23300 \$/дан или 3,0 GJ/t). Ово представља за 81 % већу уштеду у односу на месечни интервал (Слика 2.4) што на годишњем нивоу може да се процени на преко 556000 \$ уштеде.

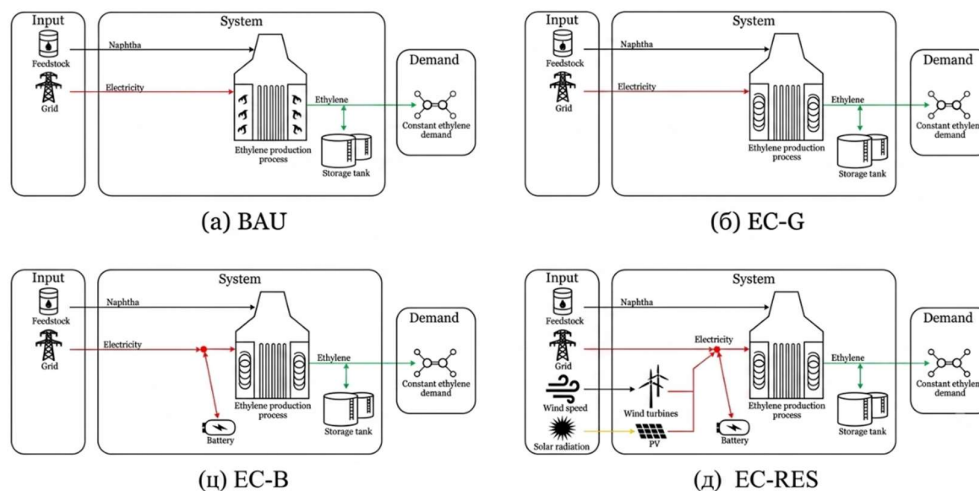


Слика 2.4 Просечна месечна добит у производњи етилена изражена у GJ по тони етилена (лева ордината) и у \$/дан (десна ордината). [29]

Zhao и сарадници [30] развијају MILP модел за оптимизацију система паре, користећи податке из фабрике етилена. Резултате примене модела упоређују са резултатима Конусно квадратног мешовито-целобројног програмског модела (CQMIP) [31], који у оптимизацију уводи одређене параметре неизвесности као што су, примера ради, параметри екстракционе турбине. Наиме, параметри неизвесности из CQMIP модела омогућавају да се у један оптимизациони проблем уврсте технолошке могућности система, оперативни опсези као и економски циљ. Развијени MILP модел од стране Zhao-а и сарадника успева да пронађе решење за смањење трошкова у систему паре, док CQMIP модел, упркос различитим параметрима неизвесности, доводи до повећања трошкова система од 5,34 % до 8,19 %. Међутим, резултати CQMIP модела показују практичан компромис између економичности и сигурности у раду система паре. Наиме, да би се осигурало да оперативни режим буде изводљив, при било којој могућој ефикасности турбине, CQMIP модел предвиђа веће протоке паре и више трошкове од конвенционалног MILP модела. Ово додатно осигурање „кошта“ 5 – 8 % више у оперативним трошковима. Степен ове „заштитне мере“ се може директно контролисати. Смањењем параметара неизвесности добијају се сигурнији оперативни режими рада. Разлика у трошку између најсигурнијег и најекономичнијег режима износи 2,63 %. Према Zhao-у и сарадницима, CQMIP приступ нуди ефикасан начин за управљање неизвесношћу, омогућавајући да се одабере прихватљив компромис између финансијске оптималности и оперативне поузданости система.

Tiggeloven и сарадници [32] разматрају могућност електрификације процеса крековања нафте за производњу етилена, примењујући ефикасан модел Мешовитог целобројног линеарног програмирања (MILP) како би анализирали улогу оперативне флексибилности система у интеграцији са будућим електроенергетским системима. Флексибилан рад представља способност индустријског постројења да прилагоди своју производњу спољним факторима, првенствено променљивим ценама електричне енергије и доступности обновљивих извора енергије. Истраживање обухвата оптимизацију три типа система, са напајањем из мреже (са и без батерија) и са директним напајањем из обновљивих извора, фокусирајући се на утицај оперативних параметара на укупне трошкове и емисије (Слика 2.5). Резултати указују на то да оптимизација оперативних параметара пиролитичке пећи (крекер) има највећи утицај на уштеде, омогућавајући смањење трошкова до 5,5 % код мрежног напајања и до 58 % код директног упаривања са обновљивим изворима. Поред економских предности, флексибилан рад крекера оптимизован према интензитету CO₂ на мрежи, омогућава драстично значајније смањење емисија (предвиђено до 90,4 % у 2030. години) у поређењу са константним радом.

У челичанама се MINLP модели најчешће користе за управљање спрегом гас–пара–струја где се отпадни гасови из процеса користе за генерисање паре и електричне енергије. Тако су Wei и сарадници [33] у формирану MINLP модел челичане увели казнене трошкове који зависе од нивоа гаса у резервоару за отпадни гас. Опсег резервоара деле на четири радна интервала, при чему што је ниво ближи дозвољеној минималној или максималној граници, казна је већа. На овај начин се модел усмерава на то да избегава критичне нивое без постављања крутих граница. Као резултат добијено је да су укупни оперативни трошкови пали за 2,97 % док су казнени трошкови, због ризичног нивоа гаса, смањени чак за 52,37 % иако су трошкови због емисије CO₂ порасли за 21,54 %.



Слика 2.5 Шематски приказ четири система у процесу крековања нафте из рада Tiggeloven-a и сарадника [32]: а) BAU систем се састоји од конвенционалног процеса производње етилена и резервоара за складиштење етилена; б) EC-G и в) EC-B системи замењују конвенционалну пећ електричном (електрична енергија се преузима из мреже) а производња се може померити у периоде дана када је цена електричне енергије нижа или се енергија може складиштити у батерији (само код EC-B) како би се искористиле флукуације цена електричне енергије; д) у EC-RES систему нема прикључка на мрежу и сва електрична енергија се обезбеђује из обновљивих извора. Потражња за етиленом је фиксна на годишњем нивоу за сваки од ова четири система.

Zhang и сарадници [34] су развили MINLP модел за систем паре у производњи челика, са циљем искоришћења отпадног гаса и минимизације оперативних трошкова. Модел узима у обзир промене у количини отпадног гаса, динамичку потражњу за паром и струјом и временски диференциране цене електричне енергије. Поред тога у модел је уведено и ограничење минималне топлотне вредности гасне смеше јер котлови не могу стабилно да раде уколико је енергетска вредност гаса прениска. На тај начин су омогућили да се вишак јефтинијег али енергетски сиромашнијег гаса високих пећи користи уместо скупљег коксног гаса и тако постигли рационалнију прераспodelу енергената уз задовољење сигурносних ограничења. Модел су верификовали на стварним производним подацима из погона, потврђујући његову применљивост.

Док су се Zhang и сарадници бавили расподелом енергетских токова H_u и H_e [35] су у MINLP модел уврстили и трошкове покретања и гашења опреме (котлова, турбина). Резултати показују да ако се оптимизују само оперативни трошкови енергије, постиже се уштеда од 4,7 %. Међутим, када се у исту функцију циља додају и трошкови паљења/гашења опреме, укупна уштеда расте на 5,2 %. Та разлика у уштеди, иако мала, заправо показује да често паљење и гашење опреме није без последица, нарочито код оваквих система где свако поновно покретање носи додатне губитке.

2.3.3 Структурна и параметарска оптимизација нових система

За разлику од оперативне оптимизације (поглавље 2.3.2), која подразумева само подешавање процесних параметара постојећег система ради уштеде без капиталних улагања, пројектовање нових система је знатно сложеније. Овај задатак обухвата два фундаментална аспекта: с једне стране, избор оптималне конфигурације тј. одређивање броја и врсте јединица (котлова, турбина итд.) и њихових међусобних веза из скупа свих могућих варијанти и с друге стране, одређивање оптималних радних параметара тј. дефинисање капацитета опреме и оперативних услова за сваки сценарио рада. Уобичајена пракса је да се ова два аспекта разматрају одвојено што често води ка решењима која нису глобално оптимална. Савремени приступ, заснован на јединственом математичком оквиру, омогућава да се оба нивоа третирају симултано. Тиме се постиже већа флексибилност система и бољи економски резултати, посебно када су радни услови променљиви.

Иако је примена MILP модела већ разматрана у контексту оперативне оптимизације, његов изворни научни допринос, који су поставили Papoulias и Grossmann [36], се огледа у могућности спровођења истовремене структурне и параметарске оптимизације. Наведени приступ се заснива на формирању тзв. суперструктуре која представља свеобухватну мрежу обухватајући све потенцијално корисне конфигурације енергетског система и све могуће међусобне везе између компонената. Уместо ослањања на унапред дефинисана решења, математички модел претражује читаву суперструктуру и из ње бира оптималну конфигурацију која најефикасније задовољава задате захтеве за паром и енергијом. Овакво формулисан проблем омогућава систематско одређивање опреме и радних параметара, чиме се избегава прерано одбацивање перспективних алтернатива на основу произвољних инжењерских процена.

Теоријска снага MILP модела се огледа у коришћењу две врсте променљивих. С једне стране, бинарне променљиве (0–1) служе за моделовање дискретних одлука о структури и инвестицијама: фиксни трошак поједине јединице се урачунава само ако је њена бинарна променљива постављена на 1, што означава да је јединица изабрана и присутна у систему, док вредност 0 указује на њено одбацивање. С друге стране, континуиране променљиве истовремено дефинишу оптималне протоке и капацитете, осигуравајући да изабрана структура ради у свом најбољем режиму.

Главна предност примене MILP модела се огледа у могућности алгорита да пронађе глобални оптимум, за разлику од локалних решења до којих често доводе традиционалне термодинамичке анализе. Суштински значај овог систематичног оквира је детаљно описан у раду Papoulias-а и Grossmann-а. Кроз нумерички пример, они показују да способност разматрања широког спектра алтернатива унутар суперструктуре спречава субјективно одбацивање потенцијално супериорних конфигурација. Резултати указују на значајна побољшања у ефикасности пројектовања, укупни годишњи трошкови смањени су за чак 41 %, а потрошња горива за 37,4 % у поређењу са конвенционалним приступима.

Док се MILP приступ показао ефикасним у оптимизацији система паре, његова линеарна природа намеће ограничења када је потребно истовремено моделовати и дискретне изборе опреме и нелинеарне термодинамичке релације. Због тога Bruno и сарадници [37] развијају модел Мешовито-целобројног нелинеарног програмирања (енг. *Mixed Integer Non-Linear Programming*, MINLP) за извођење структурне и параметарске оптимизације система паре који задовољава задате захтеве индустријских процеса за електричном, механичком

енергијом и топлотом. Код овако развијеног модела се користе нелинеарне једначине за одређивање трошкова опреме и перформанси постројења у функцији енталпије, ентропије и ефикасности. Предложени приступ омогућава истовремену оптимизацију конфигурације система и избор протока, енталпије и ефикасности парних турбина. У суперструктуру за MINLP је укључена сва главна конвенционална опрема енергетског постројења. Предложени приступ се може користити и за анализу различитих алтернативних решења у пројектовању.

Dua и Pistikopoulos [38] су развили напредни мултипараметарски алгоритам који успешно решава проблеме синтезе технолошких процеса у условима неодређености. Модел дели комплетан простор неодређених параметара на тзв. критичне области, при чему за сваку област даје специфичан оптимални профил решења. Кроз примере је показано да се сложени проблеми, попут избора опреме и услова производње, могу ефикасно решити чак и када су понуда сировина и потражња производа, непознати. У примеру који је дат, простор параметара је подељен на 6 критичних области, свака са јасно дефинисаном оптималном структуром и математичком функцијом трошкова, док је доказано да максимална грешка услед линеарне апроксимације остаје строго ограничена унапред дефинисаном толеранцијом.

Ово истраживање представља први свеобухватни алгоритам за решавање конвексних мултипараметарских мешовито-целобројних нелинеарних програма (mp-MINLP) са истовременим присуством више неодређених параметара. Кључна иновација је увођење принципа декомпозиције, који проблем раздваја на два међусобно повезана дела: примарни подпроблем (mp-NLP) који фиксира целобројне променљиве и линеаризује нелинеарна решења, и мастер подпроблем који генерише нова целобројна решења користећи три различите формулације. Посебно је значајна метода за идентификацију тачака апроксимације, која коришћењем својства конвексности проналази места највећег одступања између апроксимације и стварног решења, чиме се модел континуирано унапређује.

За разлику од класичних приступа који дају оптимално решење само за једну тачку, овај мултипараметарски модел пружа комплетну мапу оптималних решења за читав опсег параметара. То значи да доносиоци одлука могу прецизно да виде како ће се промене на тржишту (попут флукуација цена сировина или потражње) одразити на оптимални дизајн и трошкове процеса. Модел не захтева познавање функција вероватноће као код стохастичког програмирања, већ систематски претражује цео простор између доњих и горњих граница параметара, што га чини практичнијим за реалне индустријске примене.

Алгоритам је пројектован са посебним нагласком на рачунарску ефикасност. Увођењем „целобројних резова” и параметарских ограничења, успешно се избегава испитивање свих могућих комбинација целобројних променљивих, што драстично убрзава проналажење решења. Додатну вредност пружа флексибилност у избору мастер потпроблема, што значи да је могуће бирати између веће тачности или бржег решавања код сложенијих модела, у зависности од конкретних потреба и природе проблема који се решава.

2.3.4 Управљање неизвесношћу у оптимизацији

Zhas и сарадници [39] развијају и иновативни приступ за оптимизацију система паре у условима неизвесности (енг. *Data-Driven Adaptive Robust Optimization* - ARO). Овај модел успешно решава проблем непредвиђених промена у ефикасности уређаја, користећи преко 9000 скупова реалних оперативних података из етиленског постројења.

За обраду ових података и формирање скупова неизвесности, употребљена је напредна статистичка метода (RKDE) [40] која узима у обзир међусобну повезаност параметара, чиме се постиже више уравнотежен а мање конзервативан резултат. Сам оптимизациони проблем формулисан је као двостепени MILP модел, пажљиво сведен на облик погодан за ефикасно решавање стандардним софтверским алатима. Приступ је тестиран на реалном систему од четири парна цевовода и 33 турбине. Резултати показују да, иако оптимизација може да резултира прорачуном нешто виших трошкова у односу на традиционалне детерминистичке моделе, она гарантује изводљивост и стабилност снабдевања енергијом чак и у непредвидљивим условима. Захваљујући овој могућности, приступ постаје знатно поузданији и практичнији за примену.

У даљем истраживању [41] је развијен приступ који користи флексибилност истог система паре за побољшање економских перформанси при променљивим условима рада. Аутори су користили динамичку оптимизацију тј. технику моделовања која се користи за доношење више оптималних одлука у више временских периода (нпр. сати, дани итд.) уместо фокусирања искључиво на тренутну одлуку. Динамичка оптимизација се показала као изврстан алат за ефикасно прилагођавање флукуацијама амбијенталне температуре, променама цена енергената и динамичним захтевима процеса, обезбеђујући оптималне резултате. Проблем је формулисан као Мешовито-целобројно линеарно програмирање (MILP), што омогућава постизање глобалног оптимума чак и код комплексних индустријских система. За разлику од претходних приступа који су користили фиксне величине опреме, ова методологија третира величину сваке јединице као континуирану променљиву унутар дефинисане „суперструктуре”, чиме се значајно проширује простор решења. Један од значајних доприноса је итеративна процедура за одређивање температура парних цевовода. Овај процес осигурава да кондензационе турбине одржавају потребну сувоћу паре како би се избегла оштећења лопатица. Такође, рад интегрише избор уређаја за пренос механичке енергије (нпр. електромотори или парне турбине за пумпе и компресоре) у сам процес оптимизације. Аутори истичу да јединице чија је снага већа од 250 kW представљају највеће потрошаче енергије, те њихова селекција у оптимизацији може донети значајне економске уштеде, што је често занемарено у конвенционалним приступима. Резултати показују да оптимизација оперативних параметара доноси уштеду од 3,73 милиона долара годишње. Додатне опције са већим улагањима су омогућиле још ниже оперативне трошкове, уз периоде поврата инвестиције од свега 1,43 године, повећавајући сопствену производњу електричне енергије на чак 90 %.

Уградња више врста уређаја за складиштење енергије у енергетски систем челичане је предмет рада Тап-а и сарадника [42]. Они су MINLP моделом оптимизовали пуњење и пражњење тих уређаја током времена. Када су оптимизовали само укупне трошкове у једнокритеријумској оптимизацији, складиштење је донело месечну уштеду од приближно 32000 евра. Међутим, када су у оптимизацију укључили и смањење емисије CO₂ кроз вишекритеријумску оптимизацију, уштеда је порасла на око 4 милиона евра месечно уз смањење емисије од 341000 тона CO₂. Разлика показује да складиштење енергије постаје заиста исплативо тек када се рачуна и еколошка цена јер без тога, уштеда је готово занемарљива.

Klaumi и сарадници [43] су проценили техно-економску изводљивост интеграције обновљивих извора енергије попут: концентрисане соларне енергије, соларне фотонапонске енергије и енергије ветра у електрификовани систем паре, у производњи етилена. Један од циљева је била економска оправданост електрификације, коришћењем обновљивих извора енергије. Због тога је изведена детаљна анализа поређењем трошкова повезаних са

интеграцијом три извора енергије, што је укључивало капиталне трошкове, оперативне трошкове и трошкове енергије. Поред економске процене, испитани су и позитивни ефекти интеграције обновљивих извора енергије на животну средину, посебно у погледу смањења емисије угљен-диоксида. Поред тога, истражена је и доступност земљишта и ограничење простора, јер системи који користе обновљиве изворе енергије често захтевају значајне површине.

Резултати интеграције показују кључне разлике између три технологије: енергија ветра обезбеђује најнижу цену електричне енергије (0,081 \$/kWh) и највеће CO₂ уштеде (98,449 t/god), али захтева највећу површину земљишта (78780 m²), што представља ограничавајући фактор у индустријским зонама. Системи соларне фотонапонске енергије се позиционирају као компромисно решење, са ценом од 0,09 \$/kWh и умереним захтевима за земљиштем (52 423 m²). Систем концентрисане соларне енергије упркос највишој цени (0,237 \$/kWh) захтева најмање земљишта (29593 m²) и пружа предност симултане производње паре и електричне енергије. Аутори су додатно истражили сценарио увоза обновљиве електричне енергије, показујући да увоз елиминише потребу за земљиштем, али повећава трошкове за (33-84) %, у зависности од технологије. Ова анализа представља значајан допринос методологији оптимизације енергетски интензивних процеса у петрохемијској индустрији, показујући важност оптимума економских, еколошких и просторних ограничења у стратегијама декарбонизације.

Очигледан је значајан методолошки преокрет са традиционалних интеративних приступа у оптимизацији система паре ка напредним MILP и MINLP моделима који омогућавају истовремену оптимизацију структуре и радних параметара. Кључна предност ових модела лежи у коришћењу бинарних променљивих за прецизно дефинисање фиксних инвестиционих трошкова и у способности проналажења глобалног оптимума чиме се елиминишу субјективне процене и постижу значајна смањења трошкова (чак до 41 %) и потрошње горива (до 37,4 %). Савремена истраживања уводе и хибридне „data-driven“ моделе који интегришу производни процес и систем паре у јединствену целину, омогућавајући увећање нето профита и смањење трошкова енергетских услуга за чак 33,7 %. Поред тога, новији модели (попут ARO и CQMIP) се успешно баве проблемом неизвесности, обезбеђујући стабилност система чак и у непредвидим, реалним индустријским условима.

Анализа литературе о овим моделима идентификује и јасна ограничења пре свега у виду компромиса између прецизности и рачунске сложености. Док MILP модел нуди брзину, његова линеарна природа често носи суштинску грешку јер не може верно да опише нелинеарне релације што захтева прелазак на сложенији MINLP модел. Додатно, повећање оперативне поузданости применом модела неизвесности неминовно доводи до раста трошкова од 5 % до 8 % што се може сматрати ценом која се свесно плаћа за већу сигурност система. Поред тога се наглашава да ефикасност оптимизације значајно опада са смањењем фреквенције покретања модела док интеграција обновљивих извора енергије, иако еколошки неопходна (смањење емисије CO₂ до 90,4 %) намеће нове изазове у виду високих капиталних улагања и великих просторних захтева. Може се сматрати да успех ових модела у реалној примени зависи од доступности великих сетова података и сталног усклађивања економске ефикасности и оперативне сигурности.

2.3.5 Хибридни модели

Хибридни модели спајају детерминистичке и стохастичке елементе, комбинујући предности оба приступа. Захваљујући томе, они обезбеђују тачност коју пружају системи засновани на правилима, уз флексибилност стохастичких метода за приказивање и управљање варијабилношћу у сложеним условима [44–53].

Суштина хибридних модела у индустријској оптимизацији лежи у комбиновању два комплементарна приступа: физичких модела, који почивају на термодинамичким законима, и емпиријских модела, заснованих на техникама машинског учења (нпр. неуронске мреже). Док први обезбеђују чврсту физичку основу и спречавају немогућа решења, други омогућавају прецизно моделовање сложених нелинеарних појава које чисто физички модели у реалном времену, не могу да обухвате.

Примена хибридног модела за оптимизацију мреже парних турбина у реалном етиленском постројењу [54] донела је значајне економске ефекте. Укупни трошкови набавке паре смањени су за 1,4 % до 1,6 %. Поред тога, модел је омогућио уштеду од 15,96 t/h паре веома високог притиска. Тестирање на групи од 100 података потврдило је високу тачност предвиђања, за четири главне турбине, док је сензитивна анализа показала стабилност резултата чак и при значајним променама цена паре на тржишту.

Научни допринос рада [54] се огледа се у развоју иновативног хибридног модела који комбинује вештачку неуронску мрежу за предвиђање непознатих променљивих и термодинамички модел, за опис енергетске конверзије. За обуку неуронских мрежа коришћена је оптимизација ројем честица (PSO) уместо стандардних метода, чиме су успешно избегнути локални оптимуми. Посебно је значајно што модел нуди процедуру за оптимизацију рада постојећих мрежа без потребе за додатним капиталним инвестицијама, за разлику од претходних истраживања усмерених на пројектовање нових постројења.

Кључна предност предложеног модела је елиминисање потребе за проценом изентропске ефикасности, коју је тешко прецизно одредити у реалним индустријским условима јер се мења са оптерећењем. Хибридни приступ омогућава прецизну карактеризацију нелинеарних перформанси парних турбина под променљивим радним и амбијенталним условима. Ово даље води ка прецизној дистрибуцији паре кроз мрежу ради задовољења потреба за снагом и грејањем уз минималне трошкове.

Модел омогућава оперативном тиму постројења да оствари економску добит искључиво кроз ефикасније управљање операцијама, без икаквих модификација саме опреме или додатних улагања. Ова карактеристика чини га изузетно вредним за свакодневно доношење одлука, где се оптимизацијом постојећих ресурса постижу мерљиви финансијски ефекти уз минималне трошкове имплементације. На Слици 2.6 дат је под а) приказ почетне конфигурације мреже турбина код система паре и под б) оптимално решење за систем паре након имплементације модела. Упоређивањем слика под а) и б) јасно се види смањење потрошње паре веома високог притиска (VHS) за 15,96 t/h и смањење укупних трошкова за 2 908,2 CNY (*Chinese Yuan*, кинески јуан) по сату.

Нап и сарадници [45] су развили хибридни модел кондензационе турбине са више убризгивача паре, како би се оптимизовао систем парних турбина. Хибридни модел се састојао од термодинамичког модела, који се користи за прорачун идеалне снаге, и емпиријског модела, који се користи за прорачун укупне ефикасности кондензационе турбине. За моделовање

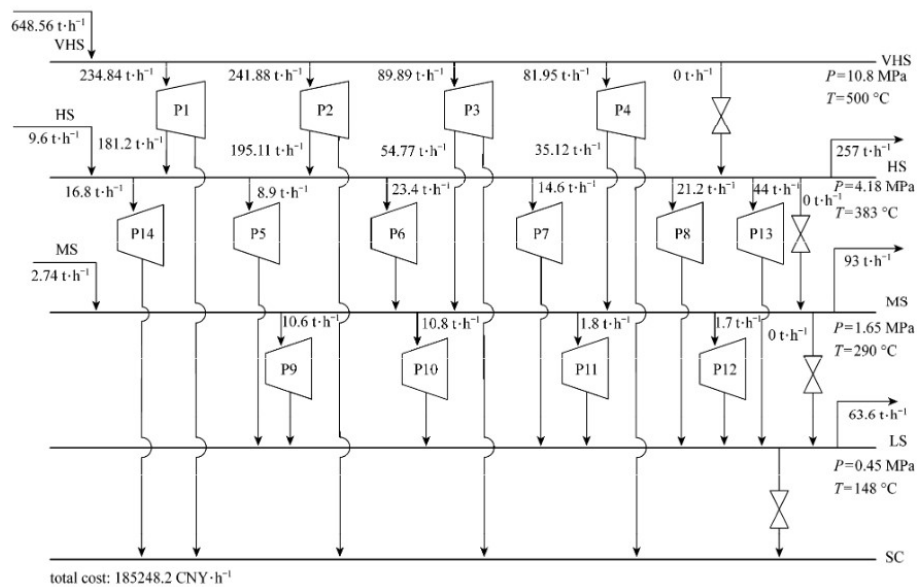
укупне ефикасности и излазног притиска турбине је коришћен метод потпорних вектора, који је познат као врхунска и најсавременија техника моделовања по принципу „црне кутије”. Модели су успели да предвиде електричну снагу коју производе парне турбине са веома високом прецизношћу. Систем је пројектован да аутоматски препозна неслагање између процеса и модела те да покрене ажурирање параметара, што га чини изузетно отпорним на сезонске промене или промене у производном оптерећењу. Овај модел представља значајан искорак у дигитализацији енергетског управљања, јер омогућава претварање вишка паре из производних секција у максималну могућу количину корисне електричне енергије, уз континуирано праћење стања опреме кроз дефинисане индикаторе перформанси као што су степен поврата снаге и укупна ефикасност.

Оптимизација мреже кондензационих парних турбина у реалном хемијском постројењу донела је значајне економске и оперативне добитке. Остварена је уштеда од приближно 4,5 % укупних трошкова за набавку електричне енергије, са порастом производње исте за око 1000 kW (6 %). Снага по тони паре увећана је за 6 kWh/ton (4,5 %) а укупна ефикасност турбине је порасла за око 7 %, захваљујући бољој дистрибуцији паре. Модел предвиђа електричну снагу турбина са грешком од свега 1 % до 2 %, што потврђује његову високу прецизност.

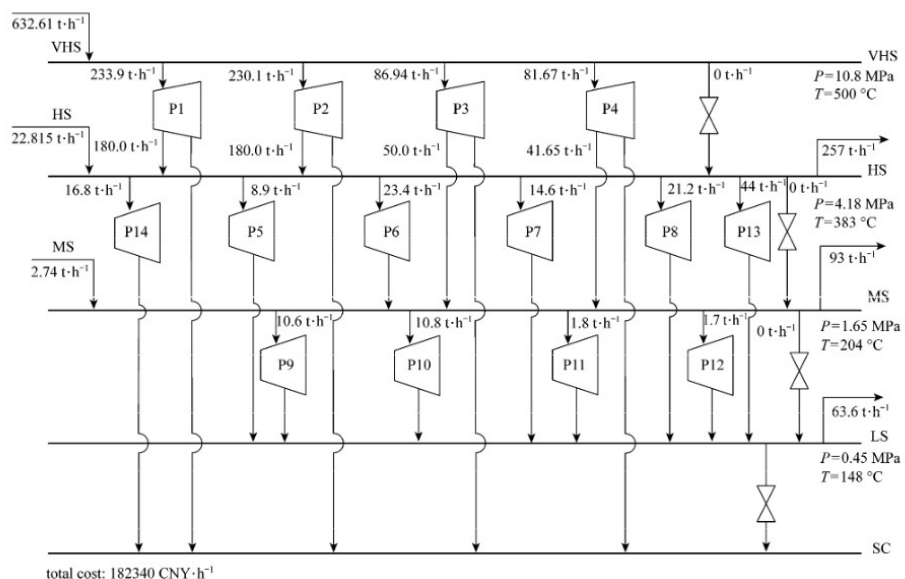
У циљу унапређења енергетске ефикасности у комплексној петрохемијској индустрији, где трошкови енергије често премашују половину оперативних трошкова, Nan и сарадници [55] предлажу хибридни модел који интегрише анализу названу *Data Envelopment Analysis* (DEA) и вештачку неуронску мрежу, како би нашли начин да се превазиђу недостаци попут, немогућности предвиђања будуће потрошње или мале осетљивости система на огромне разлике у подацима. Анализа DEA је класична метода за процену перформанси и ефикасности јединица које имају више улаза и излаза. Ову методу су први предложили Charnes, Cooper и Rhodes [56] још 1978. године, а показала се изузетно ефикасном у практичним инжењерским прорачунима, нарочито у петрохемијској индустрији.

Касније су Charnes, Cooper, Wei и Huang развили специфичан облик ове анализе са допунским променљивама, назван C2WH-DEA (према почетним словима аутора) [57]. Овај модел омогућава идентификацију ефикасних процесних јединица, а код неефикасних постројења, прецизно одређивање потребне количине улазних ресурса, као што су гориво и пара. Овај модел је развијен како би се омогућила боља процена технологије и обима производње у комплексним системима.

Код претходно наведеног хибридног модела, применом фактора замаха (енг. *momentum factor*) у оквиру неуронске мреже, са пропагацијом уназад (BP) се решавају критични проблеми локалних минимума и споре конвергенције, чиме се значајно повећава поузданост предвиђања производних капацитета. Провера ваљаности хибридног модела на системима за производњу етилена у Кини, потврђује његову супериорност у односу на традиционалне приступе, омогућавајући повећање енергетске ефикасности за приближно 2 % кроз рационално распоређивање сирове нафте, воде и електричне енергије.



a)



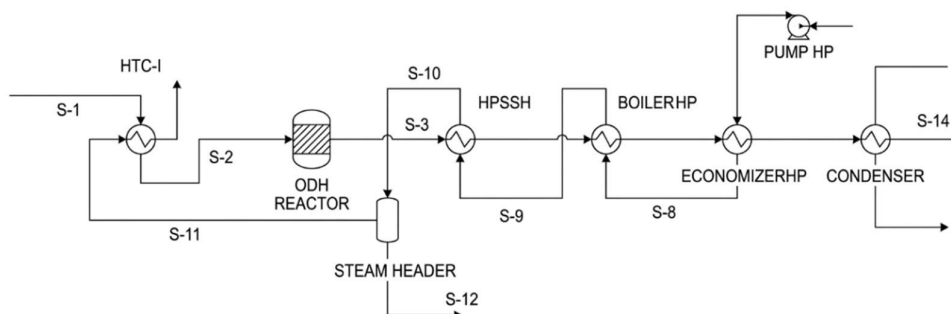
b)

Слика 2.6 Шематски приказ конфигурације мреже турбина у систему паре у производњи етилена: а) почетна конфигурација б) оптимизована конфигурација након примене хибридног модела: ознаке VHS – врло висок притисак; HS – висок притисак и MS – средњи притисак; од P1 до P4 су ознаке за VHS кондензационе турбине; од P5 до P8 су ознаке за HS турбине са против-притиском; од P9 до P12 су ознаке за MS турбине са против-притиском; P13 је ознака HS турбине са против-притиском а P14 је ознака HS кондензационе турбине. [54]

Традиционална производња етилена путем крековања етана препозната је као најинтензивнији потрошач енергије у хемијском сектору, који користи око 8 % енергије индустрије, док трошкови енергената генеришу чак 70 % укупне цене производње. Као стратешки одговор на захтеве за декарбонизацијом, Maroṽi и сарадници [58] усмеравају истраживање ка директној електрификацији пиролитичке пећи, чиме се елиминише емисија угљен-диоксида и постиже висока термичка ефикасност од 97,1 %.

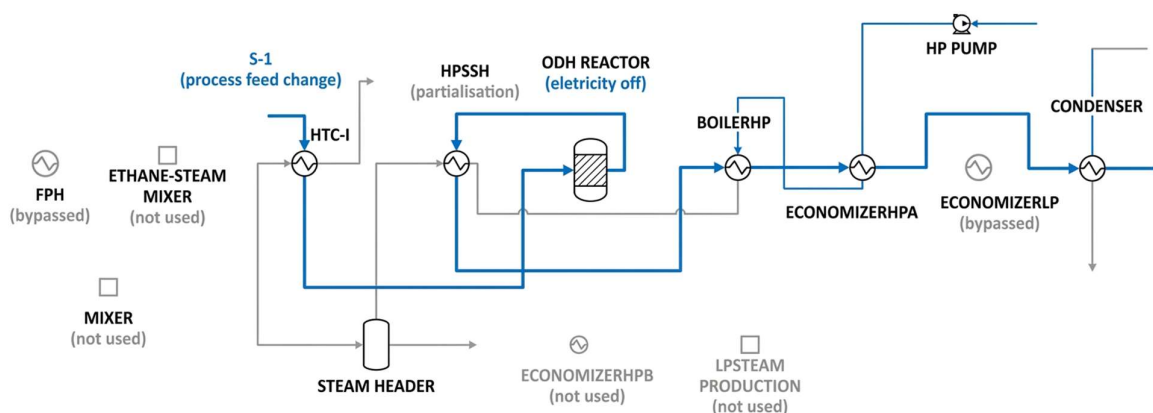
Паралелно се развија и метода оксидативне дехидрогенације (ODH), која као егзотермни процес омогућава рад на нижим температурама и елиминише потребу за рутинским декоксавањем, уз ефикасност од 98,1 %. Оксидативна дехидрогенација је каталитички процес производње алкена (етилена) из алкана (етана) уклањањем водоника помоћу кисеоника, при знатно нижим температурама од око 250 – 300 °C, у поређењу са крековањем. Кључни научни помак представља концепт флексибилног комбинованог процеса, који динамички интегрише електрификовано крековање у ODH, омогућавајући промену режима рада у складу са променама интензитета емисије угљен-диоксида који се ослобађа при производњи једног киловат-часа (kWh) електричне енергије. Овакав хибридни приступ не само да смањује емисију угљен-диоксида до 57,7 %, већ обезбеђује и економску одрживост са оперативним трошковима (у распону од 0,84 € до 0,94 € по нормалном кубном метру етилена) што га чини бољим у односу на конвенционалне методе производње.

На Слици 2.7 је приказана технолошка шема процеса оксидативне дехидрогенације пројектованог за интеграцију са системом електрификованог крековања. У овој конфигурацији, гасни токови напуштају реактор на веома високој температури (900 °C), што омогућава значајну регенерацију енергије кроз производњу паре веома високог притиска. Специфичност овог система је да се 20 % од укупно произведене паре користи за предгревање сировине у размењивачу HTC-I, док се преосталих 80 % извози за потребе компресије и сепарације у даљим фазама процеса. Реактивна смеша се хлади сукцесивно у прегрејачу паре (HPSSH), котлу (BOILERHP) и економајзеру (ECONOMIZER HP) како би се добила прегрејана пара на притиску од 108 бара и температури 500 °C.



Слика 2.7 Конфигурација процеса оксидативне дехидрогенације коришћена за интеграцију са електрификованим крековањем: HTC-I–размењивач; ODH REACTOR–реактор дехидрогенације; STEAM HEADER–цевовод паре; HPSSH– прегрејач паре; BOILERHP–котао; ECONOMIZER HP–економајзер; PUMP HP–пумпа и CONDENSER– кондензатор. [58]

Слика 2.8 илуструје флексибилност система и конкретне радње потребне за прелазак са процеса електрификованог крековања на процес оксидативне дехидрогенације (ODH), односно, специфично оперативно стање система паре након примене хибридног модела оптимизације. Кључни кораци за имплементацију овог прелаза укључују: искључивање електричног грејања у реактору; прилагођавање капацитета размењивача топлоте HTC-II, који у ODH режиму преузима функцију прегрејача паре (HPSSH); промена са етана и паре на смешу са кисеоником; заобилажење економајзера ниског притиска, чиме се производи директно шаљу у кондензатор. Овај комбиновани систем омогућава промену режима рада сваких пола сата, бирајући онај процес који у датом тренутку, зависно од удела обновљивих извора у мрежи, минимизира емисију угљен-диоксида.



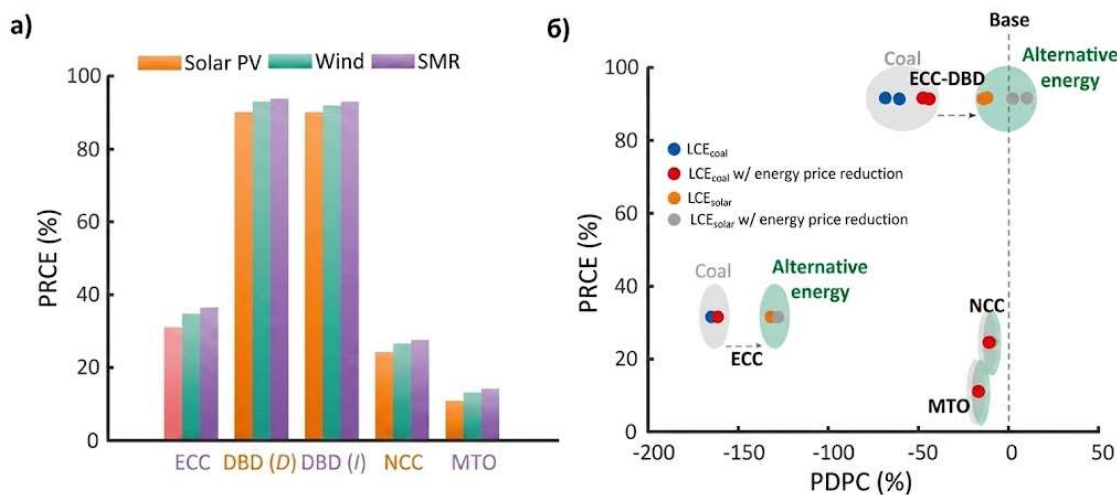
Слика 2.8 Имплементација процеса оксидативне дехидрогенације (означено плавим) у оквиру флексибилне конфигурације електрификованог крекинга. [58]

Слика представља одступања од стандардног радног режима а сиви текст указује на јединице које су искључене, премошћене или раде под измењеним условима. Ознака S-1 представља критичну тачку улаза, јер је то промена сировине која директно утиче на термодинамички прорачун целог система што захтева реоптимизацију протока паре. ODH REACTOR (*electricity off*) је знак да је електрична енергија на реактору искључена, што значи да се систем тренутно ослања искључиво на топлотну енергију паре или да је реактор у специфичном режиму рада који не захтева електрично догревање. HPSSH (*partialisation*) значи делимично коришћење прегрејача паре високог притиска што указује на смањену потребу за топлотом у том делу процеса. Плаве линије које су подебљане, прате активан пут флуида кроз систем. Компоненте као што су FPH (*bypassed*), ETHANE-STEAM MIXER (*not used*) и оба миксера, су искључени из процеса. Ова решења се јављају као резултат оптимизације којом је утврђено да ови елементи у тренутном режиму, уз промену сировине само стварају пад притиска и непотребне губитке енергије. Економијазер ECONOMIZER HPB је ван функције док је ECONOMIZER LP премошћен. Ово сугерише да систем тренутно има вишак топлоте или да температура напојне воде не захтева додатно загревање у овим секцијама. Централно место дистрибуције је STEAM HEADER. Пара одлази ка HTC-1 и HPSSH као примарним потрошачима за одржавање процесне температуре након промене сировине. BOILER HP и HP PUMP су елементи који одржавају циркулацију и високи притисак што је неопходно за функционисање система упркос искљученим секундарним линијама попут LP STEAM PRODUCTION. У овом случају је примарни циљ одржавање рада реактора (ODH REACTOR) уз промену сировине (S-1) при чему су при оптимизацији искључени сви сувишни подсистеми (миксер, економијазери и производња LP паре) како би се остварила максимална ефикасност или смањили трошкови у датом тренутку.

Jung и сарадници [59] су спровели детаљну техно-економску анализу производње етилена у циљу декарбонизације. Рад се ослања на хибридни модел који интегрише термодинамичку симулацију, економске прорачуне и еколошке процене како би се идентификовала најповољнија технологија за производњу етилена. Аутори су развили нови приступ у анализи технологија које генеришу угљен-диоксид, класификујући емисије CO₂ на директне (из реакција) и индиректне (нпр. из сепарације). Студија обухвата четири различите технологије: конвенционалне крекинг пећи за нафту (NCC) и етан (ECC), процес метанол-у-олефине (MTO) и иновативну комбиновану технологију која интегрише ECC са диелектричним бариерним плазма реактором (DBD). С обзиром да се у етанској пећи

производи етилен преко гаса добијеног из шкриљаца, метан који се не користи у пећи се шаље у плазма реактор. Комбинована технологија се дели на „директну“ и „индиректну“ технологију према производу плазма реактора. Када производ плазма реактора садржи много незасићених угљоводоника, и не долази до рециклирања производа у етанску пећ, онда је у питању директна технологија. За директну технологију се бира морски песак, као паковање у реактору, јер ниска диелектрична константа и грубље честице песка погодују селективности за незасићене угљоводонике. У случају да производ плазма реактора садржи много засићених угљоводоника, уводи се индиректна технологија, чији је циљ производња додатних олефина (етилена) који се мешају са улазном сировином етанске пећи. Индиректна технологија користи силика паковање сличне диелектричне константе али са финијим честицама са већом површинском интеракцијом, дајући предност засићеним угљоводоникима за рециклажу у ЕСС. Оба материјала су изабрана због ниске вредности диелектричне константе, смањујући губитке енергије. Укупна емисија CO₂ за опције ECC, ECC-DBD (са директном технологијом), ECC-DBD (са индиректном технологијом), NCC и МТО процесе износи 2,47 ; 9,30 ; 12,43 ; 1,12 и 2,07 kg-CO₂/kg-етилена, редом.

На Слици 2.9 сумирани су кључни резултати о потенцијалу емисије CO₂ (*Potential to Reduce CO₂ Emission*, PRCE) и потенцијалу утицаја на смањење трошкова (*Potential to Decrease Production Cost*, PDPC) код различитих технологија које су интегрисане са обновљивим изворима енергије, наглашавајући предности процеса заснованих на електричној енергији, попут ECC-DBD. Слика 2.9 се састоји из два дела: (а) PRCE колоне за процесе са соларном енергијом, енергијом ветра или енергијом малог модуларног реактора и (б) дијаграм везе PRCE и PDPC за различите сценарије.



Слика 2.9 Потенцијал емисије CO₂ (*Potential to Reduce CO₂ Emission*, PRCE) и потенцијал утицаја на смањење трошкова (*Potential to Decrease Production Cost*, PDPC) код различитих технологија које су интегрисане са обновљивим изворима енергије: (а) PRCE колоне за процесе са соларном енергијом, енергијом ветра или енергијом малог модуларног реактора и (б) дијаграм везе PRCE и PDPC за различите сценарије. [59]

Резултати показују да електрификација процеса производње етилена интегрисана са обновљивим изворима енергије (соларна, ветар, мали модуларни реактор) нуди највећи

потенцијал за смањење емисије CO₂ (~ 90 %) у поређењу са конвенционалним технологијама. Опција ECC-DBD технологије показује изузетно високу осетљивост на тип извора енергије, при чему је потенцијал за смањење емисије CO₂, који износи ~ 90 %, значајно већи у односу на друге технологије (15 – 40 %). Економска анализа открива да иако ECC-DBD процеси имају веће почетне трошкове производње етилена (0,82 – 1,35 \$/kg-етилена), интеграција овог процеса са обновљивим изворима енергије (соларна енергија) их значајно смањује. Студија такође показује да цена обновљиве енергије утиче на дугорочну економску одрживост процеса електрификације. Резултати представљају значајан допринос разумевању електрификације процеса као кључне стратегије за смањење емисије CO₂ у петрохемијској индустрији, пружајући основу за активну електрификацију у производњи етилена.

Salkuyeh и Adams [60] су спровели свеобухватну технооекономску анализу новог процеса за истовремену производњу етилена и електричне енергије из гаса и из шкриљаца. У раду је коришћен недавно развијени катализатор за оксидативно купловање метана на бази лантан- и калцијум-оксида, који омогућава директну конверзију метана у етилен. Истражене су различите конфигурације постројења, укључујући употребу конвенционалних гасних турбина, напредно „хемијско циклично сагоревање“ и систем за стопроцентно „уклањање“ угљен-диоксида. За симулацију масеног и енергетског биланса коришћен је софтвер *Aspen Plus*, док је за проналажење оптималног дизајна у различитим тржишним условима примењена „оптимизација ројем честица“ (енг. *Particle Swarm Optimization*, PSO). Посебан допринос представља развој прилагођеног модела за гасну турбину који прецизно узима у обзир негативне утицаје различитих стратегија хлађења лопатица на укупну ефикасност. Резултати су показали да овакав синергијски приступ омогућава производњу етилена по ценама које су конкурентне традиционалном крековању али уз готово нулту емисију угљен-диоксида.

Yu и сарадници [44] су предложили хибридну методу моделовања, засновану на оперативним подацима и механизму на фундаменталним принципима, за праћење рада контролних степена парне турбине. Хибридни модел има две кључне карактеристике: а) прорачун протока кроз регулационе вентиле за висок притисак са ограниченим мерним подацима, и б) прорачун карактеристика протока и ефикасности у целом радном опсегу контролног степена.

Предложена хибридна метода моделовања је верификована кроз две студије случаја: субкритичне парне турбине (снаге 330 MW) и ултрасуперкритичне парне турбине (снаге 1000 MW) за које су развијени дигитални двојници (енг. *digital twins*) контролног степена. Дигитални двојник је виртуелна презентација система или процеса у стварном свету. Резултати показују да су просечне релативне грешке између симулираних и мерених вредности излазног притиска и излазне температуре контролног степена око један проценат, што указује на значајан потенцијал ове методе за развој дигиталних двојника на нивоу читавог постројења. Излазни притисак и температура контролног степена прецизно су симулирани у целом радном опсегу, при чему су просечне релативне грешке износиле 0,5 % и 0,8 % код симулације притиска, односно 0,2 % и 0,3 % код симулације температуре, за дате две турбине, редом.

Модел омогућава високо прецизну симулацију у реалном времену за контролне степене чак и при изразитим променама протока а показао се ефикасним како за субкритичне, тако и за ултрасуперкритичне парне турбине, које имају различите карактеристике рада регулационих вентила за високе притиске.

Тачност предложеног модела је већа у поређењу са моделом заснованим на регресији оперативних параметара, при сличним флукуацијама протока код кога је релативна грешка у симулацији притиска износила 1,6 % [61]. Уи и сарадници закључују да је:

- однос притисака кључна карактеристика регулационих вентила за високе притиске, која има јасну функционалну зависност од степена отварања вентила; тај однос директно одређује проток кроз вентил и утиче на улазне параметре контролног степена;

- Флугелова формула [62], коришћена за прорачун протока паре, важи за један комплет млазница и одговарајућих покретних лопатица, односно за један степен унутар контролног степена у моделу; коефицијент пропусне способности, изведен из Флугелове формуле за контролни степен, успешно је примењен у дигиталним двојницима и показао се ефикасним у симулацији излазног притиска контролног степена;

- мањи пораст специфичне енталпије код покретних лопатица представља ефикасан метод квантитативне процене главних губитака у контролном степену на основу оперативних података; вредност енталпије опада са повећањем отвора регулационих вентила за високе притиске, што је у складу са физичким принципима; температура на излазу из контролног степена, добијена на основу ове анализе, показује високу усклађеност са стварним мереним вредностима;

- карактеристичне функције добијене предложеном хибридном методом моделовања ефикасно описују стварно понашање контролног степена за цео радни опсег; понашање контролног степена како субкритичних, тако и ултрасуперкритичних парних турбина које је прецизно симулирано дигиталним двојницима у складу са стварним условима рада.

Ово потврђује исправност модела за праћење перформанси и ствара основу за интеграцију већег броја обновљивих извора енергије уз вишу ефикасност и безбедност.

Примена хибридних модела у комплексним системима, попут мрежа парних турбина, је показала изузетну прецизност, са грешкама у предвиђању снаге и притиска које се крећу од свега 1 % до 2 %. Кључна предност ових модела је елиминисање потребе за проценом изеонтопске ефикасности, која се у реалним индустријским условима мења са оптерећењем и тешко је прецизно дефинисати. Захваљујући овој прецизности, постројења остварују значајне економске добити, попут смањења трошкова набавке паре за 1,4 % до 1,6 % или повећања производње струје за 6 %, и то без додатних капиталних инвестиција у опрему.

Међутим, критична тачка хибридних модела остаје њихова осетљивост на квалитет података и методологију обуке. Стандардне методе обуке неуронских мрежа често могу бити „заробљене“ у локалним оптимумима, због чега се као најбоља препорука издваја коришћење оптимизације ројем честиса (PSO) или увођење фактора замаха (*momentum factor*) у алгоритме са пропагацијом уназад. Овакви приступи значајно повећавају стабилност модела и спречавају спору конвергенцију, што је кључно за системе који морају доносити одлуке у реалном времену. Такође, за максималну поузданост препоручује се развој дигиталних двојника (*digital twins*) који омогућавају симулацију целокупног радног опсега контролних степена турбина са високом усклађеношћу са мерним вредностима.

Приликом имплементације хибридних модела, неопходно је водити рачуна о флексибилности и отпорности на сезонске промене. Системи би требали да поседују механизме за аутоматско препознавање неслагања између процеса и модела како би се параметри редовно ажурирали. Ово је посебно важно код интеграције са обновљивим изворима енергије, где варијабилност

мреже захтева динамичку промену режима рада (нпр. прелазак са електричног крековања на оксидативну дехидрогенацију сваких пола сата) како би се максимизовало смањење емисије CO₂.

На крају, стратешки фокус треба бити на обједињеној оптимизацији која не посматра само енергетске јединице, већ интегрише термодинамичку симулацију са економским и еколошким проценама. Хибридни модели који комбинују DEA (*Data Development Analysis*) са неуронским мрежама омогућавају идентификацију неефикасних јединица и прецизно одређивање потребних ресурса. Иако технологије попут ECC-DBD (електрично крековање са плазма реактором) имају веће почетне трошкове, њихова способност да смање емисију CO₂ за преко 90 % уз коришћење обновљиве енергије чини их дугорочно одрживим решењем, под условом да се модел континуирано калибрише према тржишним ценама енергије.

3. Методолошки оквир

У овом поглављу је приказан приступ анализи, моделовању и оптимизацији рада система паре (енергане), при чему је главни циљ развој процедуре електрификације система ради смањења емисије угљен-диоксида и укупних трошкова. Приказана је енергана кроз општи ток енергије, од генерисања паре до њене дистрибуције и рецикулације кондензата, и кроз детаљну анализу кључних уређаја са њиховим специфичним улогама у систему. Посебна пажња је посвећена оптимизацији процесних параметара парног система и испитана је зависност потрошње енергије од кључних радних параметара да би се нашли услови при којима је потрошња енергије минимална, уз задовољење свих технолошких захтева. Уведена је стратегија електрификације, као један од основних механизма декарбонизације, која подразумева замену уређаја који користе фосилна горива електричним еквивалентима (електрични котлови, електрични прегрејачи, електромотори), као и увођење уређаја који користе водоник као гориво. Детаљно су описане кључне технолошке компоненте електрификованог система и приказан начин имплементације ових компоненти кроз развој конфигурације енергане, која обухвата све постојеће и потенцијално нове компоненте, чиме се у оптимизацији омогућава избор најбоље конфигурације. Коначно, процењени су утицаји предложених решења на емисију CO₂, економска оправданост кроз анализу цене електричне енергије и угљеничне таксе и укупна енергетска ефикасност система.

3.1 Приказ индустријске енергане

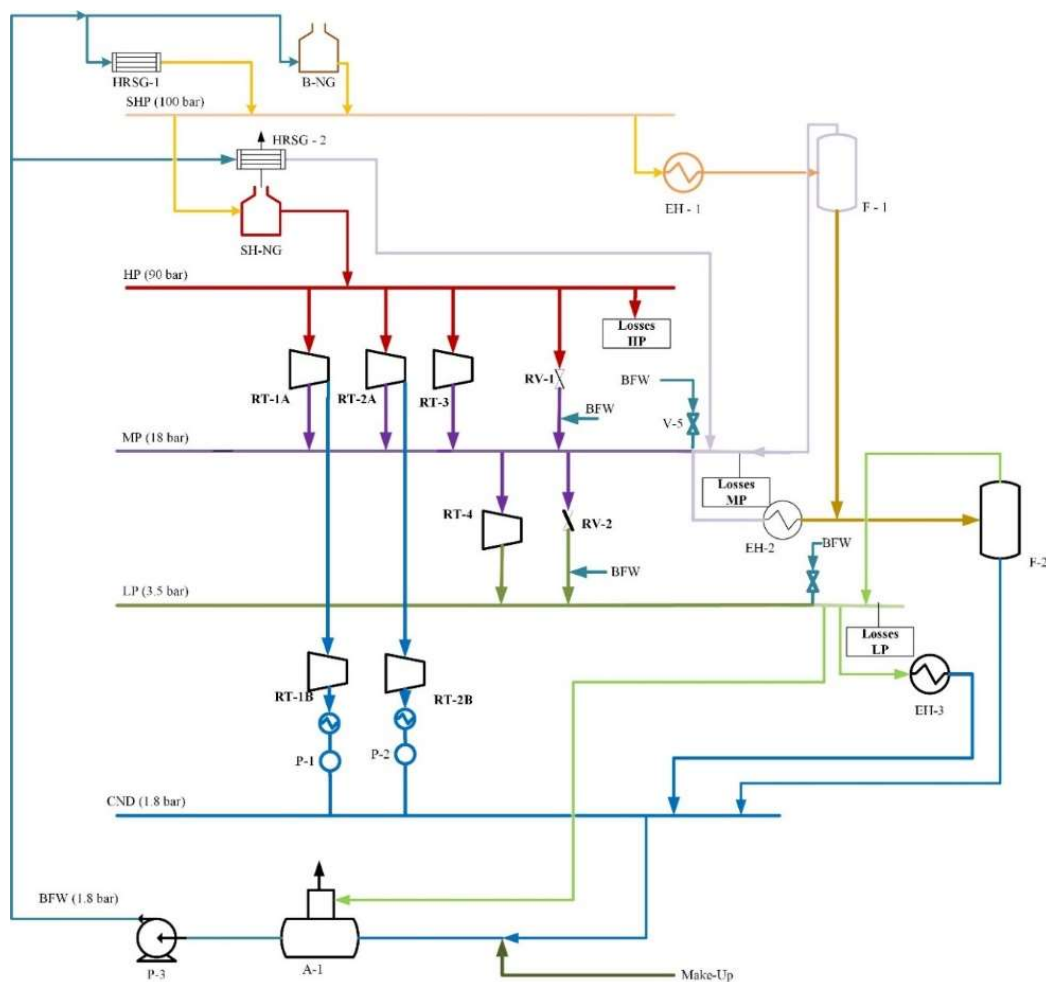
Индустријска енергана, приказана шематски на Слици 3.1 представља енергетско средиште сваког већег производног постројења, као што су рафинерија нафте, петрохемијски комплекс, интегрисана челичана, фабрика папира, итд. Њен примарни задатак је производња топлотне и електричне енергије, али и оптимално каскадно искоришћење енергетских потенцијала, уз минималне губитке, високу поузданост и што дужи радни век опреме. Да би се разумео начин рада једне овакве енергане, најприкладније је посматрати га кроз два комплементарна нивоа: (а) општи ток енергије од генерисања паре до њене дистрибуције и рецикулације кондензата, (б) детаљну анализу кључних уређаја са њиховим специфичним улогама.

Генерисање паре представља полазну тачку сваког енергетског процеса у индустријској енергани. Ту се комбинују класични парни котлови који сагоревају гориво, попут природног гаса или лож уља и котлови који користе отпадну топлоту (енг. *Heat Recovery Steam Generator*, HRSG) из процесних пећи, високих пећи или конвертора. Оваква синергија између сагоревања и рекуперације значајно смањује потрошњу горива и емисију CO₂.

Произведена zasiћена пара се одводи у прегрејаче где се температура повећава на 400 °C до 550 °C, чиме се добија прегрејана пара погодна за рад турбина. Прегрејана пара високог притиска не иде директно на процесно грејање, већ претходно обавља механички рад у турбинама. У зависности од потреба постројења, користе се турбине са противпритиском које експандују пару са вишег на нижи притисак, при чему пара не кондензује, већ одлази у парне

водове или сложеније екстракционе турбине које омогућавају извлачење дела паре на тачно одређеном притиску, док остатак наставља експанзију. Након турбина, пара се дистрибуира кроз систем парних водова различитих притисака, при чему висок притисак служи првенствено за рад турбина, средњи се добија екстракцијом или редукцијом, док ниски притисак покрива потребе процесног грејања, рад деаератора и пратеће системе.

Када пара преда своју топлотну енергију у процесним размењивачима, кондензује се и враћа у систем као котловска вода. Овде се изводи строга сепарација чистог од условно запрљаног кондензата, посебно у постројењима где постоји ризик од контаминације водног круга угљоводоницима или другим хемикалијама.



Слика 3.1 Шематски приказ енергане

Чист кондензат долази из турбина и процесне опреме у којој је притисак паре виши него притисак процесне струје, док се запрљан кондензат сакупља из процесних грејача у којима је притисак процесне струје виши него притисак паре. У том случају, евентуална пропуштања (нпр. пропуштање цеви размењивача) могу изазвати контаминацију кондензата, а коришћење тако контаминираниог кондензата би озбиљно оштетило опрему за производњу паре или турбине. Запрљани кондензат се одводи у систем за пречишћавање воде и деминерализацију.

Последња и критична фаза припреме напојне воде одвија се у деаератору. Овде се рециклиран кондензат меша са деминерализованом водом, а затим се термичким путем уз помоћ паре ниског притиска уклањају растворени кисеоник и остали гасови. Без ове фазе, чак и концентрација кисеоника од свега неколико делова на милијарду би изазвала агресивну корозију која може скратити век котловских цеви са пројектованих двадесетак на свега три до пет година, што представља озбиљан безбедоносни ризик. Преглед основних карактеристика појединих уређаја индустријске енерганае дат је у наставку текста.

Један од најбитнијих уређаја у енергани је котло (B-NG, Слика 3.1) намењен за производњу водене паре одређене температуре и притиска, која се примењује за погон парних турбина и машина, као и за технолошке процесе у индустрији. У суштини, основни принцип рада котла је једноставан: у котлу се вода загрева и претвара у водену пару која служи за пренос енергије. Енергент за грејање може бити природни гас, чврсто, течено гориво или електрична енергија. Парни котлови могу производити засићену и прегрејану пару, али и флуид у суперкритичном стању. Засићена пара је у фазној равнотежи са кључалом водом, па су јој температура и притисак директно у вези, а параметри засићења нису фиксни и могу бити знатно нижи или виши од атмосферских 100 °C и 101,3 kPa, зависно од радног притиска. У индустријским постројењима ови параметри прате криву засићења све до критичне тачке воде (374 °C и 22,1 MPa). Прегрејана пара се добија када се засићена пара додатно загреје у прегрејачу (SH-NG, Слика 3.1) чиме јој се повећавају температура и енталпија при практично константном притиску. Употреба паре са температуром која достиже 500 °C и притисак 26 MPa, „смешта“ процес у суперкритично подручје, што значајно повећава термодинамичку ефикасност постројења и омогућава веће топлотно оптерећење без појаве кондензације у турбинама.

Поред конвенционалних котлова који директно сагоревају гориво, у модерним индустријским постројењима све већу улогу играју HRSG котлови (HRSG-1 и HRSG-2, Слика 3.1). Иако ови уређаји примарно користе топлоту врућих димних гасова из индустријских процеса, у већини њих је интегрисано и допунско ложење горива. Употреба горива у HRSG постројењима је кључна, јер омогућава постизање жељених високих температура и притисака паре, истовремено осигуравајући стабилну контролу процеса чак и када извор отпадне топлоте (нпр. висока пећ или конвертор) осцилира у раду. Унутрашња структура котла се састоји од економајзера где се напојна вода загрева, испаривача где настаје засићена пара, и прегрејача где се пара додатно греје до високих радних параметара користећи комбиновану енергију димних гасова и допунског ложења. На овај начин, топлота која би раније била изгубљена, претвара се у корисну пару стабилних параметара неопходних за погон турбина.

Код турбине са противпритиском (RT3, Слика 3.1), пара улази у турбину у стању прегрејане паре, карактерисане високим притиском и температуром. На дијаграму енталпија-температура, ово стање одговара тачки у подручју десно од криве засићења. Експанзија се одвија уз пад енталпије, јер турбина трансформише унутрашњу енергију паре у користан механички рад. Специфичност турбине са противпритиском је у томе што излазна тачка процеса остаје у области прегрејане паре или достиже саму границу засићења односно линију сувозасићене паре, али је никада не прелази. За разлику од кондензационе турбине, где експанзија иде дубоко у област влажне паре, овде је излазни притисак пројектован тако да пара остане прегрејана и спремна за технолошке потребе процеса. Добијена механичка енергија

користи се за погон пумпи, компресора или генератора, док је проток паре диктиран усклађеношћу производње на вишем и потражње на nižем енергетском нивоу.

Екстракциона турбина (RT1A-B, RT2A-B, Слика 3.1) представља најсложенији елемент парног система, опремљен једним или више отвора дуж кућишта кроз које се део паре одводи пре завршетка експанзије. Турбина истовремено производи механички рад, обезбеђује процесну пару на средњем притиску и наставља експанзију преосталог дела паре до ниског притиска или кондензације. Управљање оваквом турбином је сложеније, будући да систем мора истовремено одржавати стабилан притисак на екстракцији и стабилну брзину обртања, што се постиже континуалним балансирањем улазног и екстракционог вентила. Зато су екстракционе турбине нашле своју најширу примену у петрохемији за погон компресора процесног гаса и у челичанама где потребе за паром драстично варирају у различитим фазама производње.

У процесу трансформације енергије паре у користан механички рад, кључну улогу играју и кондензационе турбине, у којима пара експандује до екстремно ниских притисака. За разлику од турбина са противпритиском, примарни циљ кондензационог режима рада је одржавање што нижег притиска на излазу, јер се снижењем температуре на којој се топлота одводи директно повећава укупна топлотна ефикасност читавог постројења. Пара која напушта турбину обично се налази у стању влажне засићене паре, при чему је кључно одржати висок степен сувоће (обично изнад 90 %) како би се спречила ерозија лопатица турбине услед удара капљица воде. Ова пара затим улази у кондензатор, који служи као топлотни понор, у њему пара предаје преосталу топлоту расхладном флуиду и потпуно кондензује у засићену течност при ниском притиску, чиме се радни циклус затвара и омогућава поновно довођење воде у котлоу. Међутим, у реалним кондензационим турбинама експанзија није идеална због унутрашњег трења флуида, што доводи до пораста ентропије и смањења произведеног рада у односу на теоретски максимум.

На крају, деаератор (A-1, Слика 3.1) је уређај који често није у фокусу, али је пресудан за дуговечност целог постројења. Термодинамички гледано, он функционише тако да се напојна вода загрева на притиску изнад атмосферског, што омогућава ефикасно уклањање растворених гасова попут кисеоника и угљен-диоксида. Овај процес је неопходан јер спречава корозију металних компоненти, посебно котловских цеви и турбине. С обзиром на то да кондензатор ради у вакууму, продор ваздуха у систем је практично неизбежан, па деаератор служи као баријера која осигурава максималну чистоћу радног флуида пре његовог повратка у генератор паре.

Детаљна анализа тока енергије и кључних уређаја енергане чини неопходан темељ за свако пројектовање, дијагностику, оптимизацију или модернизацију индустријског постројења.

3.2 Математички модел енергане

У савременим индустријским постројењима, енергетска ефикасност није само питање смањења трошкова, већ и еколошки императив. Непотребни губици топлоте кроз лоше изоловане цевоводе, радни притисци који нису оптимални, застарела регулациона опрема и погрешно димензионирани елементи система директно се одражавају на повећану потрошњу горива, веће емисије штетних гасова и убрзано хабање опреме. Ово је посебно изражено у

енергетски интензивним процесима као што су петрохемијска, прехранбена, индустрија челика и многе друге, где енергетски захтеви достижу и до 20 GJ по тони финалног производа.

Оптимизација енергане подразумева систематски приступ који укључује детаљно мерење и анализу радних параметара, математичко моделовање понашања система у различитим условима рада, као и идентификацију зона у којима систем губи на ефикасности. Тек на основу овако прикупљених и обрађених података могуће је донети поуздане закључке о томе које мере треба предузети и какви се резултати могу очекивати. Нумерички прорачуни, уз подршку различитих софтверских алата, омогућавају симулацију рада система, варирање кључних параметара и приказ зависности које би у супротном биле тешко уочљиве, чиме се ствара солидан основ за одлуке о реконструкцији, ремонту или промени начина управљања системом.

Оперативна оптимизација енергане представља полазну и најнепосреднију област деловања. У индустријским постројењима ово се пре свега односи на систем за дистрибуцију паре, кондензата и котловске воде. У циљу анализе, неопходно је испитати зависност потрошње енергије од различитих фактора у наведеном систему. На основу прикупљених података и нумеричке анализе, утврђују се зависности између потрошње енергије и кључних радних параметара као што су: притисак, температура, проток и оптерећење система. Посебан акценат се ставља на одређивање тачака оптималног рада, односно оних радних услова при којима је потрошња енергије минимална, уз задовољење свих технолошких захтева. У оквиру те анализе, идентификују се и „превојне тачке“ у којима се мења смер или интензитет посматраних величина. До одређене превојне тачке, систем може да ради стабилно и са спорим порастом потрошње, док се након ње потрошња енергије нагло повећава или систем улази у нестабилно подручје рада. Узроци настанка превојних тачака могу бити различити: промена фазног стања флуида, смањење ефикасности размењивача топлоте при протоцима изнад пројектованог опсега, промена режима рада регулационих вентила, прелаз из ламинарног у турбулентни режим струјања у цевоводима, где хидраулички губици нагло расту итд. Након идентификације ових критичних тачака, истражују се конкретне мере за побољшање рада система у зонама смањене ефикасности.

Посебну категорију у оквиру оваквих анализа представљају вишестепени компресорски системи покретани парном турбином, који као велики потрошачи радне паре, директно утичу на укупни енергетски биланс система дистрибуције. Ови се системи карактеришу сложеним међусобним зависностима: парна турбина преузима енергију радне паре и претвара је у механички рад који покреће компресоре, при чему сваки степен компресије има сопствене топлотне и механичке губитке. Одговарајуће моделовање оваквих система захтева свеобухватну анализу рада турбинских и компресорских компоненти, при чему се посебно узимају у обзир топлотни и механички губици на сваком степену. Комбинацијом перформансних карактеристика појединих компоненти са термодинамичким моделима могуће је проценити реално стање система и упоредити га са пројектованим вредностима. С обзиром на то да различити компресорски системи унутар истог постројења могу показивати веома различите степене деградације, индивидуална анализа сваког уређаја представља неопходан предуслов за доношење поузданих закључака и дефинисање циљаних мера побољшања.

3.2.1 Инжењерске и методолошке основе развоја модела

Енергане представљају сложене техничке системе чији рад подразумева истовремено одвијање термичких и механичких процеса у међусобно зависним уређајима. Разумевање понашања оваквих система, како у пројектованим тако и у променљивим погонским условима, од суштинског је значаја за њихово поуздано и ефикасно управљање. Основу за систематичан приступ анализи оваквих постројења чине технолошке шеме процеса тј. стандардизовани графички документи којима се описује структура система, дефинишу протоци радних флуида и приказују међусобне везе између уређаја. Кроз хијерархију од блок дијаграма (енг. *Block Flow Diagram*, BFD) и технолошке шеме процеса (енг. *Process Flow Diagram*, PFD) до дијаграма ценовода и инструментације (енг. *Piping and Instrumentation Diagram*, P&ID) сваки елемент постројења добија прецизно место у опису система. Међутим, графички приказ не даје сам по себи одговор на питање како се систем квантитативно понаша, што математичко моделовање чини неопходним за даљи рад. Сваком уређају приказаном на PFD се придружује скуп једначина које описују процесе који се у њему одвијају.

Блок дијаграм (BFD) је најједноставнији и најапстрактнији облик технолошке шеме процеса. Дијаграм преноси суштину процеса, тј. шта се дешава у систему и којим редоследом, без детаља о специфичној опреми, прецизним радним условима или методи управљања. Подразумева се да се Блок дијаграм користи за почетне студије изводљивости, проверу могућности инвестиција и комуникацију са „нетехничким” заинтересованим странама.

Блок дијаграм би требао да садржи следеће елементе:

- Правоугаоне блокове — сваки представља главни корак обраде или функционални део постројења (нпр. припрема сировине, реакција, сепарација, пречишћавање итд.). Блок не мора да одговара једном делу опреме.
- Процесна токове — хоризонталне стрелице које повезују блокове у смеру тока, означене именима или бројевима токова.
- Рециклажне токове (рецикле) — приказане као закривљене или петљасте стрелице ради визуалног разликовања од „једнопролазних“ процесних токова.
- Улазе система за дистрибуцију паре — пара, расхладна вода, расхладни медијум и катализатори се приказују на улазу у блокове с врха или дна као испрекидане линије.
- Отпадне токове и нуспроизоде — излазе из процеса до постројења за третман отпада или секција за рекулперацију нуспроизоде.

Блокови се цртају с лева на десно (или повремено одозго према доле) пратећи природни редослед процеса. Нема специфичних симбола опреме, симбола вентила или инструментације. Табеле токова на нивоу BFD, ако су укључене, приказују само укупне масене протоке и кључне саставе.

Технолошка шема процеса (PFD) представља темељни инжењерски приказ хемијског процеса. Преводи концептуалне блокове BFD у специфичну опрему и дефинише радне услове сваког протока. PFD представља одобрење пројектне спецификације пре пуштања у погон.

Комплетан PFD садржи :

- Процесну опрему — сваки уређај приказан прихваћеним симболом и означен одговарајућом ознаком.

- Све процесне токове — укључујући сировине, производе, рецикле и протоке кроз вентиле. Сваки проток има јединствени број.
- Главне регулационе петље — основне петље за регулацију протока, температуре и притиска приказане у упрошћеном облику.
- Радне услове — температура (°C) и притисак (kPa или bar) приказане на или поред сваког тока, специфично при нормалним радним условима.
- Системе развода паре — довод паре и поврат кондензата, довод и поврат расхладне воде.
- Сигурносне системе — сигурносне вентиле (енг. *Pressure Safety Valve*, PSV), руптурне плоче и вентиле за хитно искључивање (енг. *Emergency Shut Down Valve*, ESDV) приказане на свим критичним тачкама процеса ради заштите опреме и особља.

Систем означавања опреме на технолошким шемама процеса (PFD) омогућава брзу идентификацију типа и локације јединице путем стандардизованог алфанумеричког кода. Ово је најбоље илустровати на примеру дестилационе колоне:

C - 1 02

C – Код типа (*Column* / Колона)

1 – Област постројења (нпр. Сепарација)

02 – Редни број јединице унутар те области.

У Табели 3.1 су наведени примери ознака за кодове уређаја који се јављају у процесним системима.

Табела 3.1: Код (ознака) уређаја у Технолошким шемама процеса

Код ознака	Тип опреме	Код ознаке	Тип опреме
C	Колона (дестилација, апсорпција)	K	Компресор / вентилатор
E	Размењивач топлоте (цевни, плочасти)	P	Пумпа
F	Филтер / сито	R	Реактор
G	Гас-течност сепаратор	T	Резервоар за складиштење
H	Пећ	V	Посуда
J	Ејектор / инјектор	X	Разна опрема

3.2.2 Математички оквир суперструктуре и хибридно моделовање

Поред класичних термодинамичких модела, савремени приступи оптимизацији енергане све чешће подразумевају примену напредних математичких и рачунарских метода. Модели засновани на мешовитом целобројном линеарном програмирању (MILP) омогућавају истовремену оптимизацију распореда рада више енергетских јединица, узимајући у обзир дискретне одлуке, као што су укључивање или искључивање котлова и компресора уз поштовање технолошких и оперативних ограничења. Овај приступ се заснива на формирању суперструктуре као математичког оквира који обухвата све могуће конфигурације система односно постојећу опрему и предложене нове уређаје, међусобно повезане на све могуће

начине. У случају енергане, суперструктура полази од постојећег система за дистрибуцију паре и уводи нове уређаје који као енергент користе електричну енергију или водоник. На тај начин суперструктура истовремено описује и старо и ново стање система, као и све могуће комбинације.

Разлог због којег је суперструктура неопходна лежи у сложености самог система. Компоненте система паре су међусобно тесно повезане, па свака промена у једном делу утиче на цело постројење. Без оваквог оквира, свака конфигурација морала би се разматрати засебно, што би било практично неизводљиво. Суперструктура омогућава да се све алтернативе испитају одједном, у оквиру једног оптимизационог проблема. Овакав интегрисани приступ омогућава да се кроз увођење бинарних променљивих унутар суперструктуре прецизно дефинишу фиксни инвестициони трошкови, који се урачунавају само у случају стварне селекције одређене опреме од стране алгорита. На тај начин, дефинисана функција циља истовремено обухвата и капитална улагања у нове енергенте (електричну енергију и водоник) и оперативне уштеде унутар постојећег система паре. Крајњи резултат овакве методологије је проналажење глобалног оптимума који задовољава све технолошке захтеве постројења уз максималну економску и енергетску ефикасност.

Комбинација детерминистичких модела, који описују физичке законитости система, са моделима вештачких неуронских мрежа (енг. *Artificial Neural Network*, ANN) пружа додатну флексибилност: док детерминистички део обезбеђује утемељеност у познатим законитостима система, ANN компонента омогућава учење сложених нелинеарних зависности директно из радних података, чиме се постиже већа тачност у предвиђању понашања система у условима који одступају од пројектованих. Овакви хибридни приступи посебно су погодни за системе са израженом деградацијом компоненти или променљивим режимима рада, какви су вишестепени компресорски системи покретани парном турбином.

Ради постизања циљева оптимизације, могуће је развити моделе и рачунарске програме који омогућавају нумерички прорачун рада система за дистрибуцију паре, кондензата и котловске воде, у циљу праћења процеса и оптимизације у реалном времену.

Рачунарски програми се могу креирати интеграцијом већег броја математичких модела, што би омогућило:

- израчунавање потрошње енергије за пројектоване и тренутне процесне параметре;
- одређивање минималне потрошње енергије у зависности од капацитета производње;
- процену реалног стања енергане и предвиђање енергетских и масених протока за које не постоје физичка мерења;
- успостављање материјалног и енергетског биланса опреме и парних цевовода;
- одређивање ефикасности опреме у зависности од капацитета производње;
- процену губитака енергије у систему за различите капацитете;
- прорачун ефикасности компресора и утврђивање зависности ефикасности од процесних услова и састава гаса;
- економску оптимизацију процеса и прорачун оптималних процесних параметара;
- израчунавање енергетских захтева за извођење процеса и зависности потрошње енергије од коришћења сировине различитог састава, капацитета и оперативних параметара, као и
- израчунавање тренутне потрошње енергената по јединици производа.

3.2.3 Детерминистички модел

Детерминистички приступ подразумева детаљно познавање физичко-хемијских особина процеса као и дефинисање материјалног и енергетског биланса за сваку процесну јединицу [63–71]. Ова врста модела омогућава поуздану симулацију и оптимизацију система и ван опсега експерименталних података коришћених при одређивању параметара модела. У овој докторској тези развијено је више типова детерминистичких модела. Развој интегралног математичког модела разматраног процеса захтева формулацију нових или имплементацију постојећих модела за сваки уређај у процесу. Поред тога потребно је дефинисати и термофизичка својства једињења у појединим процесима. Према Edgaru и Himmelblau [72], процес моделовања обухвата три основне фазе: дефинисање проблема, примену нумеричких метода, верификацију, валидацију и примену модела.

У фази дефинисања модела, неопходно је у потпуности формализовати проблем и идентификовати све елементе неопходне за његово решавање. Такође, потребно је јасно одредити структуру и сложеност модела, односно дефинисати број независних променљивих, број независних једначина, као и идентификовати број непознатих параметара. У овој фази такође треба утврдити жељени ниво прецизности модела и дефинисати критеријуме неопходне за његову верификацију и валидацију.

Фаза примене нумеричких метода обухвата активности везане за превођење математичког модела у облик који је погодан за рачунар. Ове активности укључују развој алгорита, израду програмског кода, дефинисање програмских процедура као и начина на који су оне међусобно повезане.

Фаза верификације, валидације и примене подразумева коначну проверу модела као целине. Током верификације и валидације испитује се способност модела да симулира моделовани систем под различитим процесним условима. Такође, спроводи се провера ваљаности претпоставки уведених током развоја модела. Задаци у оквиру ове фазе укључују поређење експериментално добијених улазно-излазних података са подацима добијеним симулацијом, као и упоређивање резултата из литературе са вредностима добијеним применом модела. У овој фази неопходно је извршити статистичку анализу добијених параметара модела. Важно је нагласити да се подаци који су коришћени током израде модела и одређивања параметара не смеју користити за валидацију. Ниједан појединачни критеријум за валидацију модела није довољан за његову коначну оцену, те је неопходно применити већи број различитих критеријума како би се осигурала поузданост модела.

3.2.3.1 Основни елементи детерминистичког модела

Током формирања детерминистичког приступа посебна пажња мора бити посвећена избору адекватног термодинамичког модела за дефинисање равнотеже пара-течности. У случају флуида у испитиваном систему коришћена је једначина стања Peng Robinson-a (PR) [73] имплементирана путем *Thermo* библиотеке као open-source *Python* библиотеке [74] за прорачун термодинамичких својстава, док је за водену пару/теčnost коришћен званични индустријски

стандард Међународног удружења за својства воде и паре IAPWS-97 [75]. Овај стандард омогућава изузетно прецизно одређивање својстава као што су енталпија, ентропија, густина итд. у широком опсегу притисака и температура. Експериментално одређене криве компресора су математички моделоване применом мултилинеарне регресије преко пакета *NumPy* [76] док је за решавање нелинеарних једначина коришћен пакет *SciPy* [76]. За симулацију процеса коришћени су и софтвери *Matlab* [77] и *Excell*.

3.2.4 Хибридни модел и неуронске мреже

Хибридни модел представља комбинацију детерминистичког модела и вештачке неуронске мреже (енг. *Artificial Neural Network*, ANN) који је у овом раду развијен са циљем да побољша предвиђање у односу на појединачне моделе. Детерминистички модел обухвата добро познате фундаменталне принципе процеса, док неуронска мрежа даје корекције грешака детерминистичког модела услед комплексних појава које се тешко моделују класичним једначинама.

Вештачке неуронске мреже могу бити представљене као нелинеарни емпиријски модели који се користе за опис процеса на основу улазних и излазних података, као и за класификацију скупова података и препознавање шаблона.

Основна јединица неуронске мреже јесте чвор или неурон, који прима један или више сигнала који потичу од других неурона. Сваки улаз или сигнал у неурон се множи тежинским коефицијентом, а тако пондерисани сигнали се сумирају и дају резултујући сигнал *A* (активација). Овај збир је улазни параметар за преносну функцију неурона *G*. Функција може бити било која врста математичке функције, али се углавном користи ограничена и диференцијабилна функција попут сигмоидне или функције аркус тангенса. Излаз из неурона је само један, а може да се води на више неурона у следећем слоју мреже.

Неуронска мрежа се састоји од већег броја оваквих неурона, који су организовани у два или више слојева. Први слој је увек улазни, а последњи излазни. Ако их има више, онда се унутрашњи слојеви зову, скривени слојеви. Начин организације ових слојева и њиховог повезивања чини архитектуру или топологију неуронске мреже.

Процес учења (тренирања) мреже своди се на то да се улази побуђују при чему ће мрежа на излазима показивати неке нумеричке вредности. Неуронска мрежа се мора „обучавати“ (тренирати) користећи скупове података, како би се могао моделовати процес. Тренинг тече тако што корисник задаје улазне и жељене излазне вредности, док се не подесе тежински коефицијенти тако да се више не мењају. Онда се мрежи промене улази и понови поступак учења.

Поступак се понавља за сваки улазни податак, после чега се тежински коефицијенти више не мењају, сваки од неурона их има у својој меморији, и мрежа је спремна за рад. Дакле, обучавање је поступак процене вредности тежинских коефицијената и успостављање структуре мреже што заједно чини алгоритам обуке.

Независно од алгоритама који се користе за одређивање вредности тежинских коефицијената, све методе обучавања користе исте кораке. Доступни подаци се деле на скупове података за обучавање (енг. *training set*) и тестирање (енг. *test set*). Сврха поделе података на скуп за обуку и скуп за тестирање је процена тога колико добро мрежа може да предвиди у

областима за које није тренирана. Међутим, скуп података за обуку мора представљати област од интереса ако се очекује да ће мрежа успоставити основне корелације у процесу генерисања података. Ако скуп за обуку није добро одабран (на пример, ако недостају важни подаци) мрежа ће можда лоше да предвиђа и када добије сличне податке, а грешиће на потпуно новим подацима. Средња квадратна грешка је најчешћа коришћена циљна функција код алгоритама за обучавање. Циљној функцији се могу додати једноставна ограничења попут граничних вредности за тежинске коефицијенте (горње и доње) као и сложенија ограничења у облику једначина или неједначина.

Једна од најчешће коришћених типова неуронских мрежа јесте, директна неуронска мрежа (енг. *Feedforward Neural Network*) која се састоји од више слојева и где излази из неурона у сваком слоју прослеђују неуронима следећег, вишег слоја. Ниједан излаз се не враћа у ниже слојеве. Централни део неуронске мреже јесте скривени слој (пored улазног и излазног слоја) који се састоји од више неурона, где сваки неурон „узима“ пондерисану суму својих улаза и примењује нелинеарну функцију. Такође, постоји веза између сваког пара неурона из два суседна слоја, што значи да сваки неурон скривеног слоја сумира све излазе из претходног улазног слоја.

Кључни проблем примене неуронских мрежа јесте недовољно или прекомерно фитовање података. Мрежа која није довољно сложена, неће одредити прави сигнал код сложеније групе података, што је последица недовољног фитовања (енг. *underfitting*). Међутим, мрежа која је превише сложена не може да уочи „праве“ вредности променљивих када долази до прекомерног фитовања (енг. *overfitting*) које се чешће јавља а код вишеслојних мрежа може довести до потпуно неоснованих предвиђања.

Неуронска мрежа је „обучена“ да предвиди разлику између стварних, мерених излаза система и својих предвиђања, тако да грешке буду минималне. Неки од конкретних узрока грешака у системима паре које ANN може да „исправи“ су, примера ради:

- губици услед цурења, мешања, проливања на улазу, тј. они који су тешко аналитички квантификовани,
- одступања компоненти (уређаја као што је компресор) од идеалног пројектног стања,
- параметри за које детерминистички модел користи процењене вредности а које је тешко тачно одредити,
- сложена динамика флуида, веома комплексни токови унутар импелера и дифузора који се не могу у потпуности описати поједностављеним аналитичким једначинама, итд.

Комбинација детерминистичког модела са ANN је повољна из више разлога:

- смањен захтев за подацима: неуронска мрежа не мора да „поново открива“ већ познате физичке законе; она се фокусира само на део проблема који није обухваћен детерминистичким моделом; ово драстично смањује количину података потребних за њено обучавање у односу на саму ANN која мора све да научи од почетка;
- боља генерализација: детерминистички модел поставља физичке границе и усмерава неуронску мрежу; ово спречава модел да учи нереалне или физички немогуће обрасце из података, што често може да се деси са ANN-ом; као резултат тога, хибридни модел је много поузданији и боље генерализује услове ван опсега података за обуку;
- могућност физичке интерпретације: могу се уочити доприноси детерминистичког модела (који има физичко значење) и могу се схватити доприноси ANN „корекцијама”;

- функција флексибилног корекционог фактора: у хибридном приступу, улога ANN се не огледа само у смањењу грешке, већ и у деловању као фактор корекције или фактор ефикасности код предвиђања хибридног модела, што је нарочито погодно за моделовање стварне ефикасности уређаја која се разликује од идеалне.

Овакви хибридни модели постају све чешће коришћени јер омогућавају стварање виртуелне презентације физичког система (нпр. компресора) која се може континуално ажурирати и побољшавати новим подацима, користећи ANN компоненту која ће „подешавати“ модел како се услови код уређаја мењају.

Коначно, хибридни модели се могу сврстати у три категорије: а) моделе резидуалне корекције, где ANN предвиђа одступања детерминистичког модела од стварних вредности; б) моделе где ANN и детерминистички модел независно предвиђају исту величину, а резултати се потом комбинују; и ц) модулларне хибридне моделе, примењене у овом раду, где се систем функционално дели на подсистеме, при чему се детерминистички модел примењује у деловима чије се понашање може поуздано описати познатим физичким законима, док ANN моделује компоненте система за које физички опис није изводљив услед сложеног нелинеарног понашања или недостатка мерних података.

3.2.5 Модели уређаја у систему енергане

Поглавље које следи се бави развојем детаљних модела за сваку појединачну компоненту система енергане. Сваки уређај је моделован кроз три кључна аспекта:

а) прорачун перформанси уређаја (попут снаге турбина или ефикасности котлова) који се заснива на термодинамичким моделима (TPM); за процесне гасове користи се Peng-Robinson-ова једначина стања (PR) [73], за системе воде и паре примењују стандард IAPWS-97 [78] (IAPWS - *International Association for the Properties of Water and Steam*), са резидуалним величинама за прецизно дефинисање енергетских биланса;

б) за сваки уређај, у оквиру модела Мешовитог целобројног линеарног програмирања (MILP), дефинисане бинарне променљиве ($y \in \{0,1\}$) које одређују његово радно стање (укључен/искључен), као и континуалне променљиве за протоке масе и енергије; на овај начин, модели омогућавају истовремено доношење дискретних одлука о конфигурацији система и континуалних одлука о расподели оптерећења;

ц) тамо где детерминистички модели не могу у потпуности да опишу реално понашање уређаја (услед деградације опреме или сложене динамике флуида, итд.), уводе се корекциони фактори путем вештачких неуронских мрежа (ANN); тиме се постиже да модели уређаја буду прилагођени стварним, реалним оперативним подацима и управо ова комбинација (детерминистички модел и ANN) као хибридни модел, омогућава да се искористе предности и једног и другог приступа.

У овом поглављу детаљно су изложени модели за производне јединице (котлове на фосилна горива, котлове са искоришћењем отпадне топлоте, електричне и водоничне котлове), погонске јединице (парне турбине, електромоторе и компресоре), као и за елементе дистрибутивне и помоћне мреже (прегрејаче, деаераторе, турбо-пумпе и парне водове, итд.).

3.2.5.1 Модел котла на фосилна горива (конвенционални котло)

Котло на фосилна горива је основни извор топлотне енергије у класичној енергани. У котлу се напојна вода (енг. *boiler feedwater*, BFW) преводи у засићену пару на дефинисаном притиску сагоревањем фосилног горива (природног гаса, лож уља или њихове мешавине). Током рада се део воде континуирано испушта, ради контроле квалитета паре и уклањања нечистоћа.

Степен испуштања котловске воде се дефинише као однос масе испуштене воде према маси произведене паре:

$$R_{BD} = \frac{(m_{B,ul} - m_{B,iz})}{m_{B,iz}} \quad (3.1)$$

где је:

- $m_{B,ul}$ – масени проток напојне воде на улазу у котло ($t \cdot h^{-1}$),
- $m_{B,iz}$ – масени проток произведене засићене паре на излазу из котла ($t \cdot h^{-1}$),

те је масени биланс котла, који повезује улазну напојну воду и излазну пару преко степена испуштања: $m_{B,ul} = (1 + R_{BD}) \cdot m_{B,iz}$.

Укупна количина топлоте, Q_B , коју треба довести котлу да би се напојна вода превела у засићену пару (уз испуштање дела воде као засићене течности) износи:

$$Q_B = m_{B,ul} \cdot (h_{SHF} - h_{BFW}) + R_{BD} \cdot m_{B,iz} \cdot (h_L - h_{BFW}) \quad (3.2)$$

где је:

- h_{BFW} – специфична енталпија напојне воде на улазу ($kJ \cdot kg^{-1}$),
- h_{SHF} – специфична енталпија засићене паре на излазу ($kJ \cdot kg^{-1}$),
- h_L – специфична енталпија засићене течности која се испушта ($kJ \cdot kg^{-1}$).

Једначина (3.2) представља енергетски захтев који мора бити задовољен без обзира на врсту горива или технологију загревања.

Код класичног котла, топлота Q_B се добија сагоревањем фосилних горива. За случај комбинованог ложења (нпр. природни гас и лож уље), количина ослобођене топлоте износи:

$$Q_B^F = \eta_B \cdot (m_{gas} \cdot H_{d,gas} + m_{ulje} \cdot H_{d,ulje}) \quad (3.3)$$

где је:

- η_B – степен корисног дејства котла,
- m_{gas} , m_{ulje} – масени протоци гасовитог и течног горива ($t \cdot h^{-1}$),
- $H_{d,gas}$, $H_{d,ulje}$ – доње топлотне моћи гаса и лож уља ($kJ \cdot kg^{-1}$).

У случају када се користи само једна врста горива, одговарајући члан у једначини (3.3) се изоставља. Енергија која је садржана у произведеној пари добијеној у котлу се дефинише као:

$$E_B = m_{B,iz} \cdot h_{SHR}. \quad (3.4)$$

У идеалном случају (без губитака) важи $E_B = Q_B$, међутим у реалним условима је $E_B < Q_B$.

Да би се котао увео у оптимизацију моделом Мешовитог целобројног линеарног програмирања (MILP), дефинишу се ограничења минималног и максималног радног оптерећења релацијом (3.5):

$$y_b \cdot m_{B,iz}^{\min} \leq m_{B,iz} \leq y_b \cdot m_{B,iz}^{\max} \quad (3.5)$$

где је:

y_b – бинарна променљива, означава да ли је котао у погону ($y_b = 1$) или ван погона ($y_b = 0$),

$m_{B,iz}^{\min}$ – минимални дозвољени масени проток паре при којем котао може стабилно да ради ($t \cdot h^{-1}$),

$m_{B,iz}^{\max}$ – максимални дозвољени масени проток паре (номинални капацитет котла, 100 % оптерећења) ($t \cdot h^{-1}$).

Масени проток паре мора бити између минималне и максималне дозвољене вредности. Котао не сме да ради испод минималног оптерећења, јер би сагоревање било нестабилно, а ефикасност значајно опала, нити изнад максималног, због конструктивних ограничења.

Може се додати и ограничење минималног времена рада (ако је котао укључен, мора радити неко најмање одређено време) али се то најчешће разматра у оквиру динамике система, док се за стационарну оптимизацију користи само услов (3.5).

У MILP моделу, једначине (3.1) и (3.2) су линеарне и могу се директно уврстити у систем билансних једначина. Једначина (3.3) је такође линеарна по масеним протоцима горива, чиме се омогућава примена стандардних MILP поступака. Степен корисног дејства η_B се третира као параметар, што је уобичајено поједностављење. Уколико је потребна већа тачност при промени оптерећења, η_B се може приказати као функција оптерећења, што представља нелинеарност која се може:

- линеаризовати по сегментима, или
- третирати кроз вештачку неуронску мрежу (*Artificial Neural Network*, ANN) као корекција у хибридном моделу.

У хибридном приступу, детерминистички модел (једначине 3.21–3.23) даје основну процену, док ANN предвиђа одступање стварне ефикасности од пројектоване услед деградације, неидеалног сагоревања, промене квалитета горива и слично.

3.2.5.2 Модел водоничног котла

Увођење водоничних котлова у систем енергане је један од најефикаснијих начина за потпуну декарбонизацију и нулту емисију угљен-диоксида. Водонични котао функционише на

принципу контролисаног сагоревања водоника и кисеоника, при чему је једини нуспроизвод процеса чиста, водена пара. У суперструктури енерганае, водонични котлови се пројектују само за производњу засићене паре веома високог притиска (на нивоу од 100 bar). Овакво решење се бира како би се у потпуности очувао когенеративни потенцијал система (који представља максимално искоришћење енергије из сваког килограма паре). Произведена пара високог енергетског нивоа пролази кроз серију турбина пре него што преда топлоту технолошким потрошачима. Тиме се максимално повећава производња механичког рада без директне емисије штетних гасова.

Модел водоничног котла је заснован на фундаменталним једначинама масеног и енергетског биланса, слично као и код конвенционалних котлова, али уз промену кључних термодинамичких параметара горива. Масени биланс, који укључује степен испуштања котловске воде (R_{BD}) ради очувања квалитета радног флуида, дефинисан је релацијом (3.1).

Енергетски захтев котла (Q_{B-H_2}) потребан за превођење напојне воде у засићену пару високог притиска, подмирује се, у случају водоничног модела, сагоревањем водоника:

$$Q_{B-H_2} = \eta_{B-H_2} \cdot m_{H_2} \cdot H_{d,H_2} \quad (3.6)$$

где је:

η_{B-H_2} – степен корисног дејства водоничног котла,

m_{H_2} – масени проток водоника ($t \cdot h^{-1}$),

H_{d,H_2} – доња топлотна моћ сагоревања водоника ($kJ \cdot kg^{-1}$).

За прорачун стања радног флуида (вода/пара) у реалном времену користи се стандард IAPWS-97 [75], док се за прецизно моделовање карактеристика сагоревања и термодинамичких својстава процесних гасова примењује Peng-Robinson-ова једначина стања [73] уз резидуалне величине.

У оквиру примене MILP-а, водонични котао се моделује помоћу бинарних и континуалних променљивих, што омогућава доношење стратешке одлуке о укључивању котла у конфигурацију система. Бинарна променљива u_{B-H_2} дефинише статус уређаја (1 – активан, 0 – неактиван), док су оперативна ограничења дефинисана минималним и максималним капацитетом из релације (3.7):

$$u_{B-H_2} \cdot m_{B-H_2,iz}^{min} \leq m_{B-H_2,iz} \leq u_{B-H_2} \cdot m_{B-H_2,iz}^{max} \quad (3.7)$$

где је:

$m_{B-H_2,iz}$ – масени проток на излазу, као континуална променљива која представља стварни (тренутни) проток засићене паре коју водонични котао испоручује у вод,

$m_{B-H_2,iz}^{min}$ – технички минимум, тј. доња граница протока испод које котао не може стабилно да функционише,

$m_{B-H_2,iz}^{max}$ – максимални капацитет као горња физичка граница, односно номинални капацитет котла који уређај не сме да пређе без обзира на потражњу система.

3.2.5.3 Котао за искоришћење отпадне топлоте (енг. Heat Recovery Steam Generator, HRSG)

Котао за искоришћење отпадне топлоте (HRSG) представља кључну компоненту енергетске ефикасности модерних индустријских постројења, јер омогућава рекуперацију топлоте димних гасова који би иначе били испуштени у атмосферу. У системима као што је, примера ради, постројење за производњу етилена HRSG јединице (нпр. HRSG-1 и HRSG-2) приказане на Слици 3.5 (на страни 80), користе топлоту врућих гасова из пећи за пиролизу или из прегрејача за генерисање паре високог (SHP) или средњег (MP) притиска.

HRSG котао функционише као сложени размењивач топлоте. Унутрашња структура се обично састоји од три кључна дела: економајзера где се напојна вода (BFW) загрева пре уласка у добош котла; испаривача где долази до фазне трансформације кад настаје zasiћена пара; и прегрејача где се пара додатно загрева до радних параметара користећи преосталу енергију гасова.

У многим постројењима, у HRSG је интегрисано и допунско ложење горива. То омогућава стабилну контролу процеса и постизање високих температура паре, чак и када извор отпадне топлоте осцилира у раду.

Модел HRSG-а се у детерминистичком приступу дефинише кроз билансе масе и енергије. Топлота преузета из димних гасова директно зависи од топлотне ефикасности уређаја и доступне енергије у гасовима, те је тако:

$$Q_{\text{HRSG}} = \eta_{\text{HRSG}} \cdot Q_{dg} \quad (3.8)$$

где је:

Q_{HRSG} – топлота коју преузима котао за искоришћење отпадне топлоте и предаје је води/пари (kW),

η_{HRSG} – степен корисног дејства котла за искоришћење отпадне топлоте тј. топлотна ефикасност котла,

Q_{dg} – топлота садржана у димним гасовима која улази у HRSG котао (kW).

Из енергетског биланса, промена енталпије радног флуида (вода/пара) једнака је топлоти преузетој из димних гасова при чему су урачунати и губици кроз испуштање воде (R_{BD}), неопходни за одржавање њеног квалитета:

$$Q_{\text{HRSG}} = m_{\text{HRSG,ul}} \cdot (h_{\text{par}} - h_{\text{BFW}}) + R_{BD} \cdot m_{\text{HRSG,iz}} \cdot (h_L - h_{\text{BFW}}) \quad (3.9)$$

У једначини (3.9) величине су:

$m_{\text{HRSG,ul}}$ – масени проток напојне воде на улазу у HRSG ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$),

h_{par} – специфична енталпија излазне паре из HRSG ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$),

h_{BFW} – специфична енталпија напојне воде (BFW) на улазу ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$),

R_{BD} – удео воде која се испушта ради одржавања квалитета,

h_L – специфична енталпија zasiћене течности на температури котла ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$),

$m_{\text{HRSG,iz}}$ – масени проток паре на излазу из HRSG ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$).

Обично је $m_{\text{HRSG,iz}} = m_{\text{HRSG,ul}}$ уз занемаривање губитака, или се може дефинисати да је:

$m_{\text{HRSG,ul}} = m_{\text{HRSG,iz}} \cdot (1 + R_{BD})$ као што је то учињено код традиционалног котла.

Да би HRSG котла био разматран у MILP моделу, мора бити представљен преко линеарног ограничења капацитета (3.10) и бинарне променљиве. Бинарна променљива, y_{HRSG} , може имати вредности 0 (котао не ради/није инсталиран) или 1 (котао ради/инсталиран). Проток паре кроз HRSG котла мора бити унутар техничких граница уколико је котла укључен:

$$y_{\text{HRSG}} \cdot m_{\text{HRSG,iz}}^{\min} \leq m_{\text{HRSG,iz}} \leq y_{\text{HRSG}} \cdot m_{\text{HRSG,iz}}^{\max} \quad (3.10)$$

где је:

- $m_{\text{HRSG,iz}}$ масени проток паре на излазу, као континуална променљива чија се вредност оптимизује да би се уз минималне трошкове задовољиле потребе система,

- $m_{\text{HRSG,iz}}^{\min}$ технички минимум протока паре (већина котлова не може стабилно да ради испод одређеног оптерећења, те ово ограничење спречава модел да додели нереално мали проток уређају који је укључен у систем),

- $m_{\text{HRSG,iz}}^{\max}$ максимални капацитет или пројектовани проток паре HRSG котла, што је горња физичка граница коју уређај не сме да пређе.

Овакво ограничење је стандардно у моделовању суперструктура енергана, јер омогућава алгоритму да аутоматски донесе одлуку о томе који ће котлови радити, а који ће остати у резерви у зависности од задате функције циља (нпр. минимизација трошкова или CO₂ емисија).

У MILP моделу, топлота из допунског ложења се може додати топлоти димних гасова. Како Q_{dg} (топлота димних гасова) зависи од рада процеса који је генерише једначина (3.8) постаје:

$$Q_{\text{HRSG}} = \eta_{\text{HRSG}} \cdot Q_{dg} + (\eta_f m_f H_{d,f}) \quad (3.11)$$

где је:

m_f – проток горива за допунско ложење ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$),

$H_{d,f}$ – доња топлотна вредност горива ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$),

η_f – топлотна ефикасност сагоревања горива које се користи за допунско ложење.

MILP модел омогућава систему да у фази оптимизације аутоматски одабере максимално искоришћење HRSG јединица пре него што активира конвенционалне котлове на фосилна горива, чиме се директно смањује угљенични отисак постројења.

Хибридни модел HRSG котла интегрише детерминистичке једначине и вештачку неуронску мрежу (ANN). ANN компонента служи као корекциони фактор за нелинеарна одступања која је тешко аналитички квантификовати. Код HRSG јединица, неуронска мрежа се тренира на реалним подацима како би кориговала грешке настале услед запрљаности површина за размену топлоте, губитака услед цурења или зрачења и другог. Овакав хибридни приступ значајно смањује потребу за великим скуповима података јер се ANN фокусира искључиво на „резидуална одступања” (енг. *residuals*), чиме се омогућава формирање прецизног „дигиталног близанца” HRSG-а који верно осликава стварно стање и деградацију опреме у реалном времену.

3.2.5.4 Електрични котло

Електрични котло је један од кључних елемената у електрификацији енергане и елиминацији директне емисије CO₂. За разлику од класичног котла, топлота не настаје сагоревањем горива већ претварањем електричне енергије у топлотну. Степен испуштања котловске воде, масени биланс и топлота потребна за загревање напојне воде до засићене паре су описани једначинама (3.1) и (3.2) редом, као и код котла на фосилна горива. Једина разлика је у извору енергије, где се уместо сагоревања горива користи електрична енергија.

Код електричног котла, количина топлоте Q_B се обезбеђује из електричне енергије, према једначини (3.12):

$$Q_B = \eta_B^{el} \cdot P_{el} \quad (3.12)$$

где је:

η_B^{el} – степен корисног дејства електричног котла,

P_{el} – утрошена електрична снага (MW).

За разлику од котла на фосилна горива, нема емисије CO₂ на месту коришћења. Међутим, потребно је водити рачуна о емисијама у зависности од тога како је електрична енергија произведена.

Ограничења рада електричног котла су иста као и за конвенционални котло и дефинисана су релацијом (3.5). Додатно, може се увести и ограничење на максималну инсталирану снагу електричног котла (P_{el}^{max}) које је у вези са максимално дозвољеним масеним протоком паре, $m_{B,iz}^{max}$.

У MILP моделу, једначина (3.12) је линеарна и уводи се уместо једначине сагоревања (3.3). Бинарна променљива u_B (релација 3.5) одређује да ли се електрични котло користи или не. У хибридном приступу, ANN може да коригује вредност степена корисног дејства електричног котла, η_B^{el} , у зависности од оптерећења, температуре напојне воде или старости грејних тела, јер електрични котлови такође могу имати благу деградацију ефикасности током времена (нпр. појава каменца на грејачима).

3.2.5.5 Прегрејач на фосилна горива (класични прегрејач)

Засићена пара има ограничен енергетски садржај, па јој се у прегрејачима подиже температура чиме се повећава расположиви рад при експанзији у турбини. Обично се температура подиже са улазног стања (засићена пара, SHP) до нивоа прегрејане паре на високом притиску (HP). Класични прегрејачи за ову намену користе топлоту сагоревања фосилних горива.

Количина топлоте коју треба довести да би се засићена пара прегрејала до жељене температуре, Q_x , је дата релацијом:

$$Q_x = m_{x,iz} \cdot (h_{HP} - h_{SHP}) \quad (3.13)$$

где је:

$m_{x,iz}$ – масени проток прегрејане паре на излазу из прегрејача ($t \cdot h^{-1}$),

h_{HP} – специфична енталпија прегрејане паре на високом притиску ($kJ \cdot kg^{-1}$),

h_{SHP} – специфична енталпија засићене паре на улазу у прегрејач ($kJ \cdot kg^{-1}$).

Извор енергије прегрејача, Q_x , представља сагоревање природног гаса, лож уља или комбинације:

$$Q_x = \eta_x \cdot (m_{gas} \cdot H_{d,gas} + m_{ulje} \cdot H_{d,ulje}) \quad (3.14)$$

где је η_x степен корисног дејства прегрејача док су остале величине у једначини дефинисане раније.

Када се примени MILP модел, ограничења за прегрејаче гласе:

$$y_x \cdot m_{x,iz}^{\min} \leq m_{x,iz} \leq y_x \cdot m_{x,iz}^{\max} \quad (3.15)$$

где су $m_{x,iz}^{\min}$ и $m_{x,iz}^{\max}$ минимално и максимално дозвољени масени проток паре у прегрејачу, редом.

3.2.5.6 Електрични прегрејач

Електрични прегрејач ради на истом принципу као и класични прегрејач, али се топлота обезбеђује електричном енергијом.

$$Q_x = m_{x,iz} \cdot (h_{HP} - h_{SHP}) = \eta_x^{\text{el}} \cdot P_{\text{el},x} \quad (3.16)$$

У претходној једначини η_x^{el} је степен корисног дејства електричног прегрејача а $P_{\text{el},x}$, утрошена електрична снага за рад прегрејача.

Ограничења по питању протока се за електрични прегрејач дефинишу на исти начин као и код класичног, релацијом (3.15). Ограничење електричне снаге која се може довести на прегрејач се дефинише са:

$$P_{\text{el},x} \leq P_{\text{el},x}^{\max} \quad (3.17)$$

што значи да стварна електрична снага која се доводи у прегрејач у датом тренутку $P_{\text{el},x}$ (оперативна одлука) мора бити једнака или мања од максимално дозвољене електричне снаге коју прегрејач може да прими, $P_{\text{el},x}^{\max}$ (MW).

Код хибридног моделовања прегрејача, одступање стварног од моделом предвиђеног излазног стања паре се може дефинисати релацијом (3.18) као:

$$|Q_x - Q_x^{\text{real}}| \leq \varepsilon \quad (3.18)$$

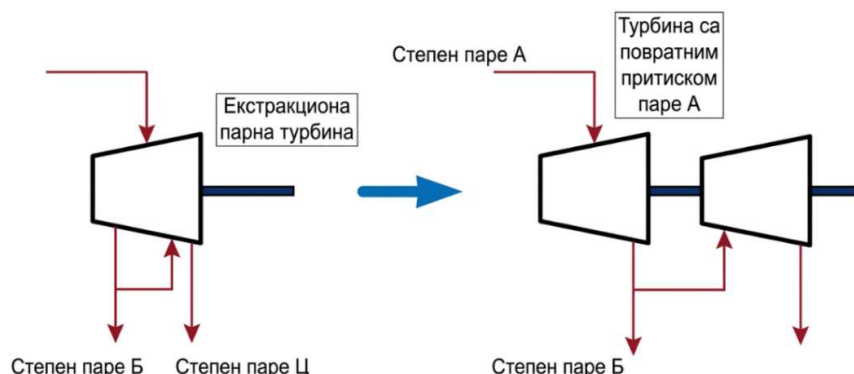
Q_x^{real} – стварна топлота предата пари, добијена на основу мерења (MW),

ε – максимално дозвољено одступање (толеранција), које се одређује на основу тачности мерне опреме и прихватљиве грешке модела (MW).

3.2.5.7 Парна турбина (за погон компресора или генератора)

Парна турбина представља један од кључних уређаја у енергани чија је основна функција претварање топлотне енергије паре у механички рад на ротирајућој осовини. У зависности од намене, произведени механички рад се користи за погон компресора (у петрохемијским постројењима), пумпи, вентилатора или електричног генератора (у термоелектранама и когенеративним постројењима). Према начину експанзије паре, парне турбине се могу класификовати на неколико основних типова: турбине са противпритиском (*back-pressure*) које се користе када пара након експанзије одлази у технолошке процесе или за грејање, као и кондензационе турбине (*condensing*) у којима пара потпуно кондензује, а сав расположиви рад се користи за погон уређаја.

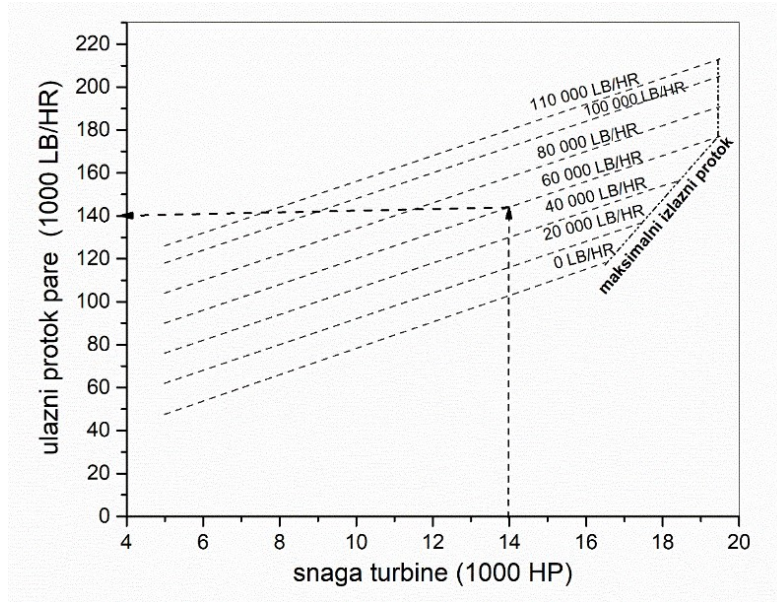
Парне турбине се моделују према концепту Mavromatis-а и Kokosis-а [79,80]. Овај приступ заснован на Willans-овим линијама, омогућава описивање утицаја масеног протока паре на ефикасност турбине кроз поделу на појединачне степене. На Слици 3.2 је приказана шема моделовања екстракционе турбине предложена од стране Mavromatis-а и Kokosis-а, кроз два повезана сегмента турбина са повратним притиском.



Слика 3.2 Шема моделовања екстракционе турбине

Коефицијенти Willans-ових линија морају се одредити за сваки степен парне турбине, у складу са процедуром описаном у литератури [81]. Почетне пројектоване вредности ових коефицијената могу се проценити на основу карактеристичних кривих парне турбине, при чему се на Слици 3.3 приказују криве екстракционе турбине.

Са Сlike 3.3 се може видети да је улазни проток паре у турбину функција: снаге на осовини и протока паре која се одузима за процесне потребе. На дијаграму су приказане линије константне снаге и линије константног протока паре на излазу. За задату снагу на осовини и задати проток паре на излазу, дијаграм омогућава одређивање укупног улазног протока паре. Овакви дијаграми се добијају од произвођача турбине и представљају основу за одређивање коефицијената из једначине (3.19).



Слика 3.3 Дијаграм екстракције за парну турбину

Према моделу Mavromatis-a и Kokosis-a, рад који производи пара у i -том степену турбине (без механичких губитака) дат је следећом линеарном релацијом:

$$W_{stm,i} = A_i \cdot m_i \cdot \Delta h_{is,i} - B_i \quad (3.19)$$

где је:

- m_i – масени проток паре за степен i ($t \cdot h^{-1}$),
- $\Delta h_{is,i}$ – изентропска промена енталпије ($kJ \cdot kg^{-1}$),
- A_i и B_i – коефицијенти Willans-ове линије (A_i бездимензиони, B_i у kW).

Коефицијент A_i зависи од конструкције турбине, степена искоришћења и услова експанзије. Коефицијент B_i представља губитке при раду турбине у празном ходу, односно снагу која је потребна само да се турбина покрене чак и када нема оптерећења на осовини. Ова два коефицијента се за пројектне услове могу одредити из карактеристичних кривих (као што је дијаграм екстракције на Слици 3.3) које обезбеђује произвођач турбине, док се за постојеће турбине у погону њихове стварне вредности могу одредити експерименталним мерењима.

Промена енталпије при изентропским условима се одређује $kJ \cdot kg^{-1}$ на следећи начин:

$$\Delta h_{is,i} = h_{in,i} - h_{out,i} \quad (3.20)$$

где је:

$\Delta h_{is,i}$ – изентропска промена енталпије у i -том степену турбине ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$),

$h_{in,i}$ – специфична енталпија паре на улазу у i -ти степен турбине ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$),

$h_{out,i}$ – специфична енталпија паре на излазу из i -тог степена турбине ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$).

Температура и притисак паре која улази у степен парне турбине су познате вредности. Пошто је излазни притисак познат, а ентропија константна у изентропском процесу, за процену енталпије струје на излазу као и температуре користи се модел термодинамичких својстава (TRM) на основу познатих вредности притиска и енталпије.

Стварна снага на осовини, W_i (уз механичке губитке) се дефинише као:

$$W_i = \eta_{\text{mech},i} \cdot W_{\text{stm},i} \quad (3.21)$$

где је:

$\eta_{\text{mech},i}$ – механичка ефикасност i -тог степена турбине,

$W_{\text{stm},i}$ – снага који производи пара у i -том степену турбине (kW).

Механичка ефикасност се често сматра константном у широком опсегу оптерећења, што је оправдано поједностављење за MILP моделе. Међутим, у случајевима када је потребна већа тачност, промена механичке ефикасности са оптерећењем може се моделовати коришћењем ANN корекције у оквиру хибридног приступа.

Након што се одреди рад који производи пара, може се израчунати и стварна енталпија паре на излазу из степена турбине. Енталпија паре на излазу из првог степена је дефинисана као:

$$h_{out,i} = h_{in,i} - \left(\frac{W_{\text{stm},i}}{m_i} \right) \quad (3.22)$$

Када се процени стварна излазна енталпија, знајући излазни притисак могуће је одредити и температуру паре. Ова вредност је увек виша од температуре коју би пара имала при изентропској експанзији, што је директна последица иреверзибилних губитака.

У циљу укључивања парне турбине у MILP оптимизациони оквир, уводе се ограничења минималног и максималног радног оптерећења слично као и код котлова. Бинарна променљива y_t означава да ли је турбина у погону ($y_t = 1$) или ван погона ($y_t = 0$):

$$y_t \cdot m_i^{\min} \leq m_i \leq y_t \cdot m_i^{\max} \quad (3.23)$$

при чему је $m_i^{\min}$ – минимални масени проток паре при којем турбина може стабилно да ради, а $m_i^{\max}$ – максимални масени проток паре (номинални капацитет турбине).

Додатно, може се увести и ограничење које спречава истовремени рад парне турбине и електромотора на истом погону (компресору), што је релевантно за сценарије електрификације:

$$y_t + y_{\text{motor}} \leq 1 \quad (3.24)$$

y_{motor} – бинарна променљива која означава да ли је електромотор (који покреће исти компресор) у погону (1) или ван погона (0).

У оквиру хибридног модела који комбинује детерминистички приступ са вештачком неуронском мрежом (ANN), детерминистички модел описан једначинама (3.19) до (3.22) даје основну процену перформанси турбине. ANN се затим користи да коригује одступања

стварних перформанси од пројектованих, која настају услед деградације турбине током времена (нпр. повећање заптивних губитака, промена карактеристика лежајева, итд.). ANN се тренира на разлици између стварно измерене снаге на осовини и снаге коју предвиђа детерминистички модел. На тај начин, хибридни модел задржава јасну физичку основу детерминистичког дела, док истовремено користи ANN за корекцију одступања која произилазе из деградације опреме и неидеалних радних услова.

3.2.5.8 Електромотор (уместо парне турбине)

Електромотор је алтернатива парној турбини за погон компресора, пумпи и вентилатора у електрификованој енергени. Најчешће се користе синхрони или асинхрони високонапонски мотори (6 kV или 10 kV). Они су поуздани и енергетски ефикасни, са степеном корисног дејства око (97–98) %. За разлику од парне турбине, електромотор не захтева систем паре, загревање пре пуштања у рад ни сложено одржавање, а уз примену фреквентног регулатора омогућава прецизну регулацију броја обртаја и уштеду енергије у променљивим условима погона. Основна ограничења односе се на зависност од поузданости електроенергетске мреже и потребу за адекватном заштитом компресора у случају губитка напајања.

Механичка снага на излазној осовини, W_{motor} , се дефинише као:

$$W_{\text{motor}} = \eta_{\text{motor}} \cdot P_{\text{el,motor}} \quad (3.25)$$

где је η_{motor} степен корисног дејства електромотора и $P_{\text{el,motor}}$ електрична снага коју електромотор троши.

Ограничење које се уводи за електричну снагу електромотора је:

$$0 \leq P_{\text{el,motor}} \leq P_{\text{el,motor}}^{\text{max}} \quad (3.26)$$

где је $P_{\text{el,motor}}^{\text{max}}$ максимална електрична снага коју електромотор може да троши.

Уколико је у оквиру оптимизационог модела неопходно извршити избор између парне турбине и електромотора, може се увести бинарна променљива што је дефинисано релацијом (3.24).

3.2.5.9 Турбо-генератор (парна турбина + електрични генератор)

Турбо-генератор производи електричну енергију из паре, најчешће у процесима когенерације или при коришћењу отпадне топлоте. Може се користити и за претварање вишка паре у електричну енергију (нпр. када се уведу електрични котлови).

Електрична снага коју производи генератор, P_t се дефинише на основу механичке снаге на осовини турбине као:

$$P_t = \eta_t \cdot W_i \quad (3.27)$$

где је W_i механичка снага из једначине (3.21), а η_t степен корисног дејства генератора.

Ограничења рада турбогенератора се дефинишу на начин:

$$y_t \cdot m_t^{\min} \leq m_t \leq y_t \cdot m_t^{\max} \quad (3.28)$$

где је: y_t – бинарна променљива, m_t – стварни масени проток паре повезан са турбогенератором, $m_t^{\min}$ – минимални дозвољени проток паре при којем турбо-генератор може стабилно да ради, $m_t^{\max}$ – максимални пројектовани капацитет уређаја који се не сме прекорачити због конструктивних ограничења, као и $0 \leq P_t \leq P_t^{\max}$, где је $P_t^{\max}$ максимална снага коју производи генератор.

3.2.5.10 Модел степена компресора

Вишестепени компресор служи за компримовање флуида при чему се између степена компресије, флуид хлади. У неким случајевима, присутни су рецикли који имају улогу да обезбеде директно хлађење и/или да подесе запремински проток између услова који одговарају прекомерном напону и максималном капацитету компресора [82].

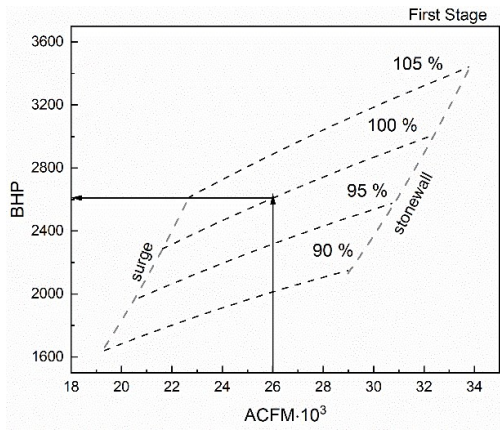
У моделовању система компресије при реалним условима се користе криве појединачних степена компресије. Ове криве обезбеђује произвођач система вишестепених компресора повезаних на парну турбину (енг. *Steam Driven Multistage Compressor System*, SDMSCS) и садрже односе притисака и снаге осовине у функцији запреминског протока. Криве односа пружају вредности притисака на излазу и улазу као функцију запреминског протока, који се обично изражава у јединицама стварних кубних стопа у минути (енг. *Actual Cubic Feet per Minute*, ACFM) и брзине ротације осовине, изражене у јединицама обртаја у минути (енг. *Revolution Per Minute*, RPM). Поред тога, криве снаге пружају вредности снаге осовине (енг. *Brake Horse Power*, BHP), такође у функцији ACFM-а и RPM-а. Пример кривих зависности BHP од ACFM и p_2/p_1 од ACFM за компресоре приказан је на Слици 3.4.

Вреди напоменути да су криве компресора генерисане за специфичне улазне услове (притисак, температура и састав). Ако било који од улазних услова одступа од пројектованих, криве не могу адекватно проценити услове на излазу. С друге стране, криве компресора се могу користити за процену услова на излазу за нове радне услове коришћењем теоријског приступа заснованог на принципу политропске снаге. Према приступу константне, политропске снаге степен компресије постиже исту вредности напона за исти запремински проток и брзину ротације компресора. Брзина ротације се може лако измерити помоћу сонде. С друге стране, улазни запремински проток је прорачуната вредност, која зависи од притисака, температуре и састава флуида. Стварни улазни проток одређује се помоћу једначине (3.29):

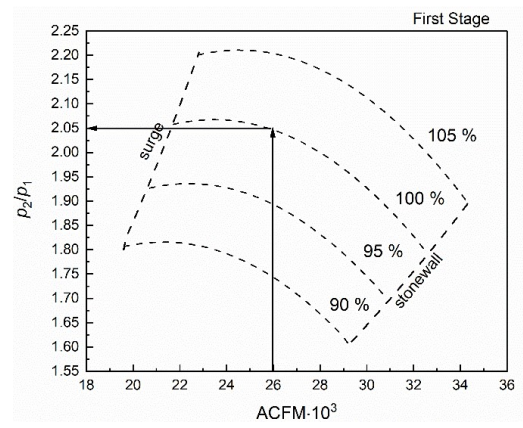
$$v_{in} = \frac{m_{in}}{M_w} \cdot Z_{in} \cdot R \cdot T_{in} \quad (3.29)$$

где је:

m_{in} – масени проток ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$); M_w – молекулска маса ($\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}$); Z_{in} – улазни коефицијент компресибилности; R – гасна константа ($\text{kJ} \cdot \text{kmol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$); T_{in} – температура на улазу (K).



a)



б)

Слика 3.4 а) Снага (ВНР), б) однос притисака p_2/p_1 у функцији запреминског протока (ACFM) за први степен компресије пропиlena са назначеном линијом пумпања (енг. *surge*) и максималним капацитетом компресора (енг. *stonewall*) за различите брзине ротације осовине у процентима.

У једначини (3.29), коефицијент компресибилности Z_{in} није директно мерена вредност, па се мора проценити коришћењем модела термодинамичких својстава (TRM). Овај приступ је представљен у студији случаја. Једначина за снагу компресора је дата као [83]:

$$H_{poly} = \frac{Z_{avg} R T_{in}}{M_w} \cdot \frac{n_{avg}}{n_{avg}-1} \left[\left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{n_{avg}-1}{n_{avg}}} - 1 \right] \quad (3.30)$$

где је:

H_{poly} – политропска снага ($\text{kN} \cdot \text{m} \cdot \text{kg}^{-1}$); Z_{avg} – аритметичка средина улазног и излазног коефицијента компресибилности, n_{avg} – просечна вредност политропског експонента, P_{in} – притисак на улазу (kPa) и P_{out} – притисак на излазу (kPa).

Ако се изједначе, снага при пројектованим условима и при новим оперативним условима при истом запреминском протоку и истој брзини ротације, однос притисака при новим оперативним условима се одређује помоћу једначине (3.31):

$$\left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)_N - \left\{ \frac{Z_{avg}^D R T_{in}^D}{Z_{avg}^N R T_{in}^N} \cdot \frac{M_w^N}{M_w^D} \frac{n_{avg}^D}{n_{avg}^N} \frac{n_{avg}^N-1}{n_{avg}^D-1} \left[\left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)_D^{\frac{n_{avg}^D-1}{n_{avg}^D}} - 1 \right] + 1 \right\}^{\frac{n_{avg}^N}{n_{avg}^N-1}} = 0 \quad (3.31)$$

где се D односи на пројектоване, оперативне услове, а N на нове, оперативне услове.

На сличан начин, рад осовине потребан за пројектоване и нове оперативне услове се може проценити преко релација (3.32a) и (3.32b):

$$W_{BHP}^D = \frac{m_D \cdot H_{Poly,D}}{\eta_{Poly}^D} = \frac{\rho_D \cdot v \cdot H_{Poly}}{\eta_{Poly}^D} \quad (3.32a)$$

$$W_{\text{BHP}}^{\text{N}} = \frac{m_{\text{N}} \cdot H_{\text{Poly,N}}}{\eta_{\text{Poly}}^{\text{N}}} = \frac{\rho_{\text{N}} \cdot v \cdot H_{\text{Poly}}}{\eta_{\text{Poly}}^{\text{N}}} \quad (3.32\text{b})$$

Комбиновањем једначина (3.32а) и (3.32б), рад осовине за нове улазне оперативне услове може се израчунати помоћу следећег израза:

$$W_{\text{BHP}}^{\text{N}} = \frac{\rho_{\text{avg}}^{\text{N}} \cdot \eta_{\text{Poly}}^{\text{D}}}{\rho_{\text{avg}}^{\text{D}} \cdot \eta_{\text{Poly}}^{\text{N}}} W_{\text{BHP}}^{\text{D}} \quad (3.33)$$

где је:

ρ_{avg} – просечна густина на улазу и излазу, η_{poly} – политропска ефикасност, а $W_{\text{BHP}}^{\text{D}}$ – енергија пренета на гас за пројектоване оперативне услове.

Политропска ефикасност добијена из експерименталних мерења температуре и притиска се може израчунати коришћењем адијабатског приступа на следећи начин:

$$\frac{n_{\text{avg}}}{n_{\text{avg}}-1} = \eta_{\text{poly}} \frac{k_{\text{avg}}}{k_{\text{avg}}-1} \quad (3.34)$$

Адијабатски експонент, k_{avg} , дефинисан је као средња вредност топлотних капацитета при констатном притиску и константној запремини на улазу и излазу. Може се одредити коришћењем ТРМ-а [84].

Да би се проценио однос притиска и укупни рад за нове услове, неопходно је користити криве компресора у нумеричкој анализи. Li и Li [17] су предложили вишеструку линеарну регресију или моделе неуронских мрежа као одговарајуће методе за спровођење поменуте трансформације. Поред тога, билинеарна интерполација се такође може користити у исте сврхе. Политропска ефикасност за пројектоване и оперативне услове се може проценити као функција запреминског протока и брзине ротације. Рад пренесен на гас у степену компресије је дефинисан као:

$$W = \eta_{\text{mech}} W_{\text{BHP}} = \rho_{\text{in}} \cdot v_{\text{in}} (h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) \quad (3.35)$$

Енталпија на излазу, h_{out} , се израчунава из једначине (3.35). Температура на излазу се може одредити на основу познатих вредности енталпије и притиска на излазу. Веза између политропске ефикасности, притиска и температуре на улазу и излазу дата је једначином (3.36):

$$\frac{T_{\text{out}}}{T_{\text{in}}} = \left(\frac{P_{\text{out}}}{P_{\text{in}}} \right)^{\frac{n_{\text{avg}}-1}{n_{\text{avg}}}} = \left(\frac{P_{\text{out}}}{P_{\text{in}}} \right)^{\frac{k_{\text{avg}}-1}{k_{\text{avg}}} \frac{1}{\eta_{\text{poly}}}} \Rightarrow \eta_{\text{poly}} = \frac{k_{\text{avg}}-1}{k_{\text{avg}}} \frac{\log\left(\frac{P_{\text{out}}}{P_{\text{in}}}\right)}{\log\left(\frac{T_{\text{out}}}{T_{\text{in}}}\right)} \quad (3.36)$$

Политропска ефикасност се може проценити за било коју комбинацију протока и брзине ротације. За процену политропске ефикасности при новим улазним оперативним условима, мери се притисак на излазу и температура степена компресије. Због тога, користећи једначине (3.31) и (3.34), политропска ефикасности се рачуна решавањем нелинеарне једначине која је

дефинисана као разлика између израчунате и мерене вредности излазног притиска. Средња вредност коефицијента компресибилности, k_{avg} , се процењују користећи адекватан ТРМ.

Такође, коришћењем једначине (3.35) и како је вредност W_{BHP}^N израчуната а W_N процењена, из експерименталних резултата и термодинамичког модела се може одредити и механичка ефикасност, η_{mech} . Сада се могу упоредити пројектовани и нови оперативни услови за степен компресије и проценити стање компресора.

Математичко ограничење за компресоре у оквиру MILP модела, дато релацијом (3.37) осигурава да је енергија потребна за погон компресора једнака раду који испоручује турбина и/или утрошеној електричној енергији:

$$W - y_t \cdot W_{stm} - W_{motor} = 0 \quad (3.37)$$

У овој једначини:

y_t је бинарна променљива (0 или 1) за рад турбине,

W_{stm} је механички рад који испоручује турбина,

W_{motor} је електрична енергија која се користи за погон компресора.

Улога ових ограничења је да осигурају стабилно снабдевање енергијом за системе компресије и хлађења, који су неопходни за процесе криогене сепарације.

3.2.5.11 Модел Турбо-пумпи (TP)

У оквиру моделовања система помоћних флуида, посебан сегмент посвећен је погонским парним турбинама мањег капацитета које покрећу пумпе и вентилаторе. Ови уређаји су у моделу груписани и разматрани као јединствен агрегатни потрошач (ТР), чиме се омогућава прецизније дефинисање масеног и енергетског биланса у парним водовима.

Методологија моделовања ових јединица је идентична оној која се користи за парне турбине са повратним притиском, уз значајно поједностављење: у прорачуну се занемарује коефицијент минималне снаге B из Willans-ових линија. Овакав приступ претпоставља директну зависност између протока паре и произведене снаге, што је оправдано код уређаја овог типа где су губици при празном ходу мали у поређењу са укупном потрошњом читавог агрегатног потрошача.

Математички модел ТР сегмента дефинисан је релацијом:

$$W_{TP} = A \cdot m_{TP} \cdot \Delta h_{IS} \quad (3.38)$$

где су: W_{TP} – укупна механичка снага генерисана на осовинама турбина, односно ТР сегмента (MW), Δh_{IS} – изентропска промена енталпије између улазног и излазног притиска ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$), A – коефицијент ефикасности сегмента који интегрише термодинамички и механички степен корисног дејства свих обухваћених уређаја, m_{TP} – масени проток паре кроз ТР сегмент ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$).

Оваквим моделовањем, ТР сегмент постаје контролисани потрошач паре: обезбеђује механички рад за циркулационе пумпе и вентилаторе, а пару на nižем притиску испушта у одговарајући парни вод. На тај начин се затвара процесна интеграција унутар суперструктуре енергане.

Увођење овог сегмента је директно у функцији декарбонизације. Дефинисање неопходне механичке снаге (W_{TR}), омогућава прецизан прорачун електричне енергије која би била потребна уколико би се парни погони заменили електромоторима. Овај корак је кључан за процену ефеката електрификације који воде ка потпуној елиминацији директних емисија CO_2 унутар постројења.

3.2.5.12 Редукциона вентил (let-down vent)

Редукциони вентили (RV) су кључни елементи у суперструктури енергане који служе за контролисано снижење притиска паре без производње механичког рада. Ови уређаји омогућавају пребацивање паре са нивоа вишег притиска на нивое нижег притиска, обезбеђујући неопходну флексибилност и стабилност система.

Експанзија паре у вентилу је у идеалним условима изоенталпијска ($h_{ul} = h_{iz}$) односно притисак се снижава без промене енталпије. Процес се при томе може сматрати и адијабатским, јер нема размене топлоте са околином. Међутим, у реалним индустријским условима, експанзија прегрејане паре често доводи до пораста температуре изнад спецификација парног вода нижег нивоа. Да би се пара довела на захтевану температуру, редукциони вентили се моделују као системи са интегрисаним убризгавањем напојне воде (BFW). На тај начин се изводи хлађење паре пре него што она уђе у наредни парни вод.

Детерминистички модел редукционог вентила у суперструктури енергане дефинисан је кроз билансе масе и енергије. Енергетски биланс који узима у обзир убризгавање расхладне воде гласи:

$$m_{EN\ v,i}(h_i - h_j) - m_{BFW,v} \cdot h_{BFW} = 0 \quad (3.39)$$

где је:

$m_{EN\ v,i}$ — масени проток паре који улази у вентил из парног вода вишег нивоа i ($t \cdot h^{-1}$),

h_i — специфична енталпија паре на улазу у вентил (виши ниво притиска) ($kJ \cdot kg^{-1}$),

h_j — специфична енталпија паре на излазу (нижи ниво притиска) ($kJ \cdot kg^{-1}$),

$m_{BFW,v}$ — масени проток напојне воде која се убризгава ради хлађења ($t \cdot h^{-1}$),

h_{BFW} — специфична енталпија напојне воде ($kJ \cdot kg^{-1}$).

Излазна температура паре одређује се као нелинеарна функција притиска и енталпије помоћу термодинамичког модела својстава као што је IAPWS-IF97.

У оквиру MILP модела, редукциони вентили имају стратешку улогу: активирају се када производња паре високог притиска премашује тренутну потрошњу турбина или када је потребно хитно допунити водове нижег притиска. Рад вентила је ограничен минималним и

максималним капацитетима протока, што се у моделу решава преко бинарне променљиве статуса уређаја.

За потребе стварања прецизног „дигиталног близанца”, редукциони вентили се могу моделовати хибридном моделом. Док детерминистички модел поставља базу кроз изоенталпијску експанзију, вештачка неуронска мрежа (ANN) се користи као коректор нелинеарности. У хибридном моделу ANN процењује стварни проток напојне воде ($m_{BFW,v}$) потребан за прецизну контролу температуре излазне паре. При томе се узимају у обзир реални губици топлоте кроз кућиште вентила који се у класичним једначинама занемарују. Овај комбиновани приступ омогућава да се редукциони вентил користи као високо прецизан алат за оперативно управљање и оптимизацију трошкова горива и угљеничног отиска у целокупном систему енергане.

3.2.5.13 Модел кондензатора

Кондензатор претвара излазну (влажну) пару из кондензационе секције турбина у кондензат, који се преко кондензационог вода враћа у деаератор, ради затварања циклуса воде и паре. Модел се заснива на билансирању енергије између процесне паре и расхладног медијума.

Топлота, Q_{cond} , коју пара предаје расхладној води се дефинише као:

$$Q_{cond} = m_{para} \cdot (h_{para,ul} - h_{cond}) \quad (3.40)$$

где је:

m_{para} – масени проток паре на улазу у кондензатор ($t \cdot h^{-1}$),

$h_{para,ul}$ – специфична енталпија паре на улазу у кондензатор (најчешће засићена или благо прегрејана) ($kJ \cdot kg^{-1}$),

h_{cond} – специфична енталпија кондензата на излазу (засићена течност на притиску кондензатора) ($kJ \cdot kg^{-1}$).

Топлота коју прима расхладна вода је:

$$Q_{cond} = m_{cw} \cdot (h_{cw,iz} - h_{cw,ul}) \quad (3.41)$$

где је:

m_{cw} – масени проток расхладне воде ($t \cdot h^{-1}$),

$h_{cw,iz}$ – специфична енталпија расхладне воде на излазу из кондензатора ($kJ \cdot kg^{-1}$),

$h_{cw,ul}$ – специфична енталпија расхладне воде на улазу у кондензатор ($kJ \cdot kg^{-1}$).

Брзина преноса топлоте кроз површину кондензатора се дефинише као:

$$Q_{cond} = U \cdot S \cdot F_T \cdot \Delta T_{ln} \quad (3.42)$$

где је:

U – укупни коефицијент пролаза топлоте ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$),

S – површина размене топлоте (m^2),

F_T – корекциони фактор за геометрију размењивача топлоте,

ΔT_{ln} – логаритамска разлика температура између паре (која кондензује) и расхладне воде (која се загрева) (K).

Овим моделом, кондензатор се дефинише као пасивна али критична компонента која омогућава рад турбина у режиму ниских притисака и рецикулацију радног флуида, чиме се значајно доприноси укупној енергетској ефикасности система паре.

У реалним постројењима, кондензатор ретко ради као изолован уређај већ је често део кондензационог система (сабирника). Функција кондензације је тада дистрибуирана кроз систем који прикупља радни флуид из више различитих извора: а) кондензат који настаје у нископритисним секцијама турбина након експанзије паре (нпр. излазни токови кондензационих делова турбине), б) кондензована пара из технолошких грејача (ЕН) који користе пару ниског притиска, и ц) течна фаза која се издваја у флеш посудама ниског притиска.

Сви ови протоци се спајају у заједнички кондензациони вод, који у систему ради на ниском притиску. На тај начин, модел омогућава да се читав сегмент дефинише као агрегатни чвор у којем се врши сабирање масе и енергије пре повратка у деаератор.

Флеш посуда (сепаратор) служи за раздвајање фаза у системима где хлађење флуида доводи до делимичне кондензације, или при снижавању притиска врелог кондензата. Улога ове посуде у оквиру кондензационог система је да омогући издвајање течне фазе ($m_{\text{flas}, \text{iz}}$) која се потом, заједно са кондензатом из турбина и процесних измењивача, прикупља у заједнички кондензациони колектор.

Детерминистички модел флеш посуде, релације (3.43)-(3.46) се користи за прорачун удела паре (ψ), састава течне и парне фазе и енталпије на основу равнотежних односа дефинисаних термодинамичким моделима својстава. На овај начин, флеш посуда осигурава максималну рекулперацију радног флуида.

$$\sum_{k=1}^{N_{\text{comp}}} \frac{z_i(1-K_i)^2}{[1+\psi(K_i-1)]^2} = 0 \quad (3.43)$$

$$v = \psi \cdot F \quad (3.44)$$

$$y_i = \frac{z_i K_i}{1+\psi(K_i-1)} \quad (3.45)$$

$$x_i = \frac{z_i}{1+\psi(K_i-1)} \quad (3.46)$$

У претходним релацијама: k је текући параметар за компоненте смеше а N_{comp} је укупан број компоненти у смеси; K_i је вредност равнотежног односа молског удела компоненте i у парној фази према њеном уделу у течној фази одређена коришћењем термодинамичког модела својстава; z_i представља молски удео компоненте i у напојној струји (смеси) која улази у сепаратор пре него што дође до раздвајања на фазе; ψ означава молски удео напојне струје који је прешао у парну фазу; x_i је молски удео компоненте i у течности која напушта сепаратор након успостављања равнотеже док је y_i молски удео компоненте i у парној фази која напушта

сепаратор; F је укупни молски проток смеше која улази у флеш посуду (сепаратор), а v молски проток парне фазе која излази из сепаратора.

Унутар MILP-а, кондензациони систем се моделује кроз сет линеарних ограничења која осигуравају биланс масе и енергије унутар суперструктуре енергане. Укупни проток кондензата који се враћа у деаератор мора бити једнак суми свих улазних кондензованих токова из турбина, $m_{turb,iz}$, из размењивача, $m_{EH,iz}$, и из сепарационих посуда, $m_{flas,iz}$:

$$m_{CND} = \sum m_{turb,iz} + \sum m_{EH,iz} + \sum m_{flash,iz}. \quad (3.47)$$

Увођењем бинарне променљиве, модел може да одлучује о активацији специфичних кондензационих путева или нових турбо-генератора у зависности од задате функције циља (нпр. смањење трошкова или CO₂ емисије). Проток паре и кондензата је ограничен минималним и максималним техничким капацитетима опреме.

У оквиру хибридног модела, ANN може моделовати снижење укупног коефицијента пролаза топлоте (U) услед запрљаности цеви кондензатора (енг. *fouling*) током експлоатације. Поред тога, ANN прецизно процењује стварну температуру кондензата на излазу, на основу променљиве температуре расхладне воде и амбијенталних услова као и нелинеарне губитке енергије који се у класичним једначинама често занемарују. Овакав приступ омогућава стварање „дигиталног близанца” кондензационог система, где ANN компонента континуирано „подешава” модел на основу реалних података, обезбеђујући максималну енергетску ефикасност целокупног постројења.

3.2.5.14 Рециклажа компримоване течности (Рецикл)

Рад степена компресије зависи од вредности запреминског протока и брзине ротације. Да би се остварио висок степен перформанси, запремински проток при датој брзини ротације треба да буде између вредности које одговарају линији пумпања (*surge*) и максималном капацитету компресора (*stonewall*). Значај линије пумпања и максималног капацитета компресора је објашњен детаљније у студији Almasi-ја [82]. Да би се осигурало да је запремински проток између вредности линије пумпања и максималног капацитета компресора, за специфичну брзину ротације у свим условима, мора бити обезбеђен рецикл. Ток рециклиране течности генерише се хлађењем течности на излазу из фазе компресора (користећи индиректно хлађење) а затим експандује помоћу вентила. Због Joule-Thomson-овог ефекта [85], температура течности опада. Део протока се усмерава на улаз степена компресије. Пре уласка у степен компресије, рециклирани проток се меша са главним (свежим) током. На тај начин, рециклирани проток обезбеђује директно хлађење. Други део се може усмерити на систем за хлађење процеса, ако је потребно.

Директно хлађење се постиже мешањем течности на излазу из степена компресије са течностима нижих температура које имају сличан састав. Смеша иде даље у следећи степен компресије. Директно хлађење је моделовано кроз јединицу за мешање, где су енергетски и материјални биланси представљени једначинама (3.48) и (3.49).

Биланс који следи након мешања токова се може представити са:

$$m_{out,i} + m_{rec,j} = m_{in,i+1} \quad (3.48)$$

$$m_{out,i}h_{out,i} + m_{rec,j}h_{rec,j} - m_{in,i+1}h_{in,i+1} = 0 \quad (3.49)$$

где је:

m – проток масе, h – специфична енталпија течности, а rec (*recycle*) означава рецикл.

Након процене $h_{in,i+1}$, температура се одређује користећи термодинамички модел својстава:

$$T_{in,i+1} = f(p_{i,out}, h_{in,i+1}). \quad (3.50)$$

За експанзиони вентил важе следеће једначине:

$$h_v - h_{in,i} = 0 \quad (3.51)$$

$$T_{in,i+1} = f(p_{in,i+1}, h_{in,i+1}) \quad (3.52)$$

а за раздвајање токова:

$$m_{c,j} + m_{rec,j} = m_{sp,i} \quad (3.53)$$

$$h_{rec,j} - h_{sp,i} = 0 \quad (3.54)$$

где је v ознака за вентил, а sp (*splitting*) за раздвајање.

3.2.5.15 Деаератор

Деаератор представља централну јединицу за термичку припрему напојне воде (BFW) унутар енергане. Његова примарна функција је уклањање растворених корозивних гасова, пре свега кисеоника и угљен-диоксида, из воде пре њеног транспорта у котлове и HRSG јединице. Овај процес се постиже загревањем воде до температуре засићења при радном притиску деаератора, чиме се значајно смањује растворљивост гасова.

У деаератору се мешају три кључна тока флуида: повратни кондензат (CND) из турбина, процесних грејача и флеш посуда, m_{CND} , свежа припремљена вода (енг. *Make-Up*), m_{makeup} и пара ниског притиска, m_{para} , која служи као извор топлоте.

Масени биланс деаератора гласи:

$$m_{CND} + m_{makeup} + m_{para} = m_{BFW} \quad (3.55)$$

док је енергетски биланс за деаератор:

$$m_{CND} \cdot h_{cond} + m_{makeup} \cdot h_{makeup} + m_{para} \cdot h_{para} = m_{BFW} \cdot h_{BFW} \quad (3.56)$$

где су:

h_{makeup} , h_{cond} и h_{para} – специфична енталпија свеже припремљене допунске воде, енталпија повратног кондензата и енталпија паре из вода са паром ниског притиска која обезбеђује енергију за дегазацију, редом и

m_{BFW} и h_{BFW} – масени проток и специфична енталпија напојне воде на излазу, редом.

У оквиру MILP модела, деаератор није третиран као изолована компонента, већ као централни чвор за управљање водом и паром ниског притиска унутар суперструктуре постројења. Његова основна улога је да осигура довољну количину напојне воде (m_{BFW}) за све котлове и HRSG јединице. При томе се у обзир узимају и губици услед испуштања воде (*blowdown*). Истовремено, деаератор је дефинисан као значајан потрошач паре ниског притиска, што директно утиче на одлуке у вези са радом турбина и редукционих вентила како би се притисак у систему одржао стабилним.

Будући да класичне једначине често не обухватају реалне губитке топлоте ка околини, хибридни модел користи ANN за прецизно предвиђање потребног протока напојне воде (m_{BFW}) или паре на основу реалних података. ANN модул исправља одступања у температури напојне воде која настају услед променљивих температура улазног кондензата и свеже воде, што је кључно за прецизан прорачун ефикасности котлова у реалном времену.

3.2.5.16 Преглед свих уређаја у оквиру енергане

Табела 3.2 даје преглед свих моделованих технолошких јединица, при чему су за сваку јединицу експлицитно дефинисане кључне процесне променљиве (зависне и независне) као и параметри. Овако дефинисана структура омогућава одређивање броја степени слободе у оквиру суперструктуре енергане, чиме се постављају границе оптимизационог простора за решавање MILP проблема и примену хибридног модела.

Табела 3.2: Преглед моделованих технолошких јединица у оквиру енергане

Уређај	Кључне променљиве	Параметри
Котао (фосилни)	$m_{B,ul}, m_{B,iz}, Q_B, m_{gas}, m_{ulje}$	R_{BD}, η_B, H_d
Електрични котао	$m_{B,ul}, m_{B,iz}, Q_B, P_{el}$	R_{BD}, η_B^{el}
Водонични котао	Q_{B-H_2}, m_{H_2}	$R_{BD}, \eta_{B-H_2}, H_{d,H_2}$
Прегрејач (фосилни)	$m_{x,iz}, Q_x, m_{gas}, m_{ulje}$	η_x, H_d
Електрични прегрејач	$m_{x,iz}, Q_x, P_{el,x}$	η_x^{el}
Парна турбина	$m_i, W_{stm,i}, W_i, h_{out,i}$	$A_i, B_i, \eta_{mech,i}$
Електромотор	$W_{motor}, P_{el,motor}$	η_{motor}
Турбо-генератор	$P_{el,gen}, W_i$	η_{gen}
HRSG	$Q_{HRSG}, m_{HRSG,ul}, m_{HRSG,iz}$	η_{HRSG}, R_{BD}
Редукциони вентил	$h_i, h_j, m_{BFW,v}$	TPM (IAPWS-IF97)
Кондензатор	Q_{cond}, m_{cw}	U, S, F_T

Уређај	Кључне променљиве	Параметри
Деаератор	m_{BFW}, h_{BFW}	P, T (засићење)
Компресорски степени	$m_{in}, P_{in}, P_{out}, T_{in}, T_{out}, W_{BHP}$ $N(\text{RPM})$	$\eta_{poly}, \eta_{mech}, Z, k$
Турбо-пумпа (ТР)	$m_{TR}, W_{TR}, \Delta h_{IS}$	A (коефицијент ефикасности)
Флеш сепаратор	z_i, K_i, ψ, y_i, x_i	P, T (ТРМ модел)

3.2.5.17 Функционална улога парних водова

Системи за дистрибуцију паре и кондензата представљају темељ индустријске инфраструктуре, јер су директно одговорни за транспорт топлотне енергије од места производње до потрошача. Ови водови делују као „везивно ткиво“ постројења, повезујући енергетске јединице попут котлова и турбина са технолошким процесима који захтевају прецизно регулисане нивое температуре.

У електрификованој енергани, парни водови одржавају енергетски биланс омогућавајући каскадно коришћење енергије кроз различите нивое притиска и температуре. Да би биланси масе и енергије били прецизни, функционална улога ових водова мора бити правилно дефинисана што повећава поузданост и смањује губитке у дистрибутивној мрежи.

Након што су дефинисани модели појединачних уређаја, у наставку је приказана детаљна анализа улога и биланса кључних парних водова унутар система. Сваки ниво паре има специфичну улогу у енергетском билансу енергане.

Парни вод **SHP** (засићена пара високог притиска, енг. *Saturated High Pressure* - SH): служи као примарни колектор засићене паре произведене у главним генераторима која се у овај вод допрема из котлова на фосилна горива (водоничних котлова или електричних котлова у сценарију електрификације) као и из котлова на отпадну топлоту HRSG. Већи део паре се усмерава ка прегрејачима ради добијања прегрејане HP паре, док се мањи део користи за размењиваче топлоте.

Материјални биланс за **SHP** вод гласи:

$$m_{ul,SHP} = m_{HRSG} + m_{B-N} \text{ (или } m_{B-E}) \quad (3.57)$$

$$m_{iz,SHP} = m_{SH} + m_{EH} \quad (3.58)$$

где су:

$m_{ul,SHP}$ – укупни масени проток засићене паре који улази у SHP колектор,

$m_{iz,SHP}$ – укупни проток паре који напушта SHP вод,

m_{HRSG} – проток паре произведен у генераторима паре на отпадну топлоту,

m_{B-NG} – проток паре из котлова на природни гас,

m_{B-E} – проток паре из електричних котлова (у сценарију електрификације),

m_{SH} – пара која се шаље у прегрејаче ради подизања температуре на ниво високог притиска HP,

m_{EH} – пара намењена технолошким размењивачима топлоте директно са SHP нивоа.

Парни вод **HP / SSH** (прегрејана пара високог притиска, енг. *Superheated High Pressure*) је ниво прегрејане паре високог притиска која носи највећи енергетски потенцијал. Прикупља прегрејану пару директно из прегрејача (SH-NG, Слика 3.1) на радној температури и притиску. Вод је кључан за погон екстракционих и турбина са повратним притиском јер висок степен прегревања даје пари довољно „простора“ да остане сува све до уласка у турбину и на тај начин штити лопатице турбине од разорног удара кондензата.

Специфична енталпија прегрејане паре у воду, h_{HP} , из релације (3.59) се одређује на излазу из прегрејача, а температура се регулише убризгавањем котловске воде (енг. *desuperheating*) чиме се спречава прекомерно прегревање и штите лопатице турбине.

$$Q_{HP} = m_{HP} \cdot (h_{HP} - h_{SHP}) \quad (3.59)$$

где је:

Q_{HP} – укупна топлотна енергија прегрејане паре на HP нивоу (MW),

m_{HP} – масени проток прегрејане паре високог притиска ($t \cdot h^{-1}$),

h_{HP} – специфична енталпија прегрејане паре на излазу из прегрејача ($kJ \cdot kg^{-1}$),

h_{SHP} – специфична енталпија засићене паре (улаз у прегрејач) ($kJ \cdot kg^{-1}$).

Парни вод **MP / SM** (пара средњег притиска, енг. *Medium Pressure*) сакупља пару из екстракционих секција турбина и редукционих вентила. Често се користи за процесне грејаче средње температуре и представља прелазни ниво у каскадном коришћењу енергије. Парни вод је обично подељен у две секције (MP-A и MP-B) како би се раздвојила прегрејана пара од оне намењене технолошким потрошачима. У првој секцији (MP-A) се прикупља прегрејана пара из екстракционих секција турбина и редукционог вентила и усмерава на турбине и редукционе вентиле који следе и ка секцији 2 (MP-B). Друга секција прикупља засићену пару из прве секције, из сепаратора и из генератора отпадне топлоте. На улазу у другу секцију додаје се напојна вода (BFW) како би се прегрејана пара из прве секције охладила на прецизно дефинисану температуру засићења за размењиваче топлоте. За другу секцију важи:

$$T_{SM,2} = T(P_{SM}, h_{SM,2})$$

$T_{SM,2}$ – је израчуната температура у другој секцији SM вода,

P_{SM} – је радни притисак у SM воду,

$h_{SM,2}$ – је специфична енталпија у другој секцији (после мешања са котловском водом) и уколико је $T_{SM,2} > T_{set}$, активира се убризгавање напојне воде, m_{BFW} , при чему је

T_{set} – циљна (setpoint) температура засићења за технолошке потрошаче.

Температура у другој секцији ($T_{SM,2}$) се одређује применом модела термодинамичких својстава (TRM), конкретно стандарда IAPWS-IF97, који дефинише температуру као функцију радног притиска и резултујуће специфичне енталпије након мешања. Ова функција омогућава алгоритму да у реалном времену процењује енергетско стање паре и аутоматски регулише

проток расхладне воде (m_{BFW}) како би се постигла захтевана циљна температуре засићења (T_{set}) пре уласка у размењиваче топлоте.

Парни вод **LP / SL** (пара ниског притиска, енг. *Low Pressure*) представља вод ниског притиска који сакупља пару након последње фазе експанзије или из флеш посуда. Његова примарна намена је грејање деаератора и финално загревање технолошких токова. У модерним системима, водови са паром ниског притиска LP се често деле на секције А и В, при чему секција А прима пару нижег притиска директно из турбо-пумпи, док се у секцији В та пара меша са напојном водом (BFW) ради хлађења до засићеног стања, што омогућава ефикаснији пренос топлоте у размењивачима.

Кондензациони колектор (CND) прикупља кондензат из кондензационих секција турбине, из размењивача топлоте и из флеш посуда. На тај начин се искоришћена пара, након предаје топлоте и експанзије, враћа у систем у облику кондензата. Прикупљени кондензат се затим меша са свежом допунском водом (енг. *Make-Up*) како би се надокнадили губици у систему, након чега заједнички проток одлази у деаератор где се врши дегазација и припрема котловске напојне воде за поновни циклус. За ове водове је важно истаћи да су дугачки цевоводи извор значајних губитака енергије у околину, због тога се инсистира на строгој изолацији како би се очувао квалитет паре.

Једна од највећих предности електрификације је то што увођење модуларних електричних котлова постављених близу самих потрошача омогућава коришћење краћих и мањих цевовода. То смањује потребу за прекомерним прегревањем паре (SSH ниво) и смањује формирање кондензата, чиме се директно повећава ефикасност дистрибутивне мреже.

У математичком моделовању ових водова, ради једноставности, обично се усваја претпоставка да је енталпија у сваком појединачном воду константна.

За сваки од ових водова, масени биланс прати општу MILP форму дефинисану у изворима:

$$\sum m_{ul,i} + \sum m_{BFW,i} - \sum m_{iz,i} = 0, \quad (3.60)$$

где је:

$\sum m_{ul,i}$ — сума свих улазних токова у одређени вод или секцију (из турбина, редукционих вентила, итд.),

$\sum m_{BFW,i}$ — масени проток котловске напојне воде која се убризгава (desuperheating) ради хлађења паре,

$\sum m_{iz,i}$ — сума свих улазних токова у одређени вод или секцију (из турбина, редукционих вентила, итд.),

где свака секција водова користи термодинамички модел IAPWS97 за прорачун енталпије и температуре у реалном времену на основу мерених вредности притиска и протока. Оваква структура омогућава прецизно праћење енергетских токова и идентификацију губитака у дистрибутивној мрежи.

3.2.6 Валидација модела и стратегија рационализације система

Технолошка шема процеса прати провера масених и енергетских биланса. Прорачуни се морају изводити паралелно са развојем дијаграма и бити усклађени са сваком приказаном струјом. Савремени симулациони програми (*Aspen Plus*, *HYSYS*, *PRO/II*) обједињују израду дијаграма са прорачуном биланса, чиме се гарантује конзистентност. Стога сви процесни дијаграми (BFD, PFD, P&ID) не постоје одвојено од прорачуна и провере квалитета. У овом поглављу су приказане анализе које су нераскидиво повезане са процесним дијаграмима. То обухвата масене и енергетске билансе (садржај PFD), анализу степени слободе (провера дефинисаности проблема пре израде P&ID), као и систематско читање P&ID уз преглед уобичајених грешака ради обезбеђивања квалитета. Такође, представљени су и софтвери за симулацију као основни алати за прорачун биланса. Поглавље се завршава резимеом и компаративним прегледом све три врсте дијаграма.

Приказ укупног масеног биланса: За стационарни процес, укупни масени биланс на нивоу границе постројења своди се на једнакост укупне улазне и излазне масе, без акумулације и губитака. На PFD се овај биланс приказује кроз све улазне и излазне струје које пресецају границу система.

Повратни токови (рецикли) не прелазе границу постројења већ круже унутар постројења. Стога се не појављују у укупном билансу, али морају задовољити биланс сваке појединачне операције унутар рецикулационе петље, као и у билансу саме петље. На PFD се ови токови јасно приказују као повратне гране (нпр. из сепаратора назад у реактор).

За биланс по појединачним компонентама, потребно је узети у обзир све струје које улазе и излазе из сваке јединице, укључујући и повратне токове. Симулациони програми (*Aspen Plus*, *HYSYS*, *PRO/II*) аутоматски решавају ове билансе, али се мора проверити да ли су све струје на PFD конзистентне са постављеним једначинама, посебно код петљи са рециклом, које захтевају итеративно решавање и могу узроковати проблеме са конвергенцијом ако нису добро дефинисане.

Приказ енергетског биланса: Енергетски биланс за сваку јединичну операцију на PFD успоставља равнотежу између улазне и излазне енталпије, додате топлоте и извршеног рада. У стационарном стању, ова равнотежа мора бити задовољена за сваки процесни блок посебно, од реактора и дестилационих колона, преко размењивача топлоте, до пумпи и компресора. На самом дијаграму, енергетски биланс није експлицитно приказан, он се подразумева кроз приказане грејне и расхладне медије (нпр. пара, расхладна вода итд.) те кроз улазне и излазне процесне струје.

Симулациони програми (*Aspen Plus*, *HYSYS*, *PRO/II*) решавају енергетске билансе истовремено са масеним, користећи термодинамичке базе података. То значи да промена температуре, фазе или хемијског састава (нпр. услед хемијске реакције) повлачи за собом одговарајући енергетски ток. Међутим, ослањање искључиво на програм није довољно већ је неопходно проверити да ли су сви енергетски токови на PFD усклађени са прорачуном и да ли су експлицитно приказани сви токови који доводе или одводе топлоту. Посебну пажњу треба посветити реакторима, јединицама са променом фазе (испаривачима, кондензаторима) те компресорима и пумпама (рад доведен систему повећава притисак а услед тога и температуру). Усклађеност масеног и енергетског биланса подразумева да свака промена енталпије има свој узрок. Симулациони алати дају бројчано конзистентне резултате али не и потпуни приказ енергетских токова на дијаграму.

Анализа степени слободe: Пре него што се крене са решавањем биланса процеса, потребно је извести анализу степени слободe (енг. *Degrees of Freedom*, DOF) којом се утврђује да ли је систем тачно специфициран, недовољно специфициран или превише специфициран:

$DOF = (\text{број непознатих променљивих}) - (\text{број независних једначина})$

$DOF = 0$ – систем је тачно специфициран: постоји јединствено решење.

$DOF > 0$ – систем је недовољно специфициран: потребне су додатне спецификације (пројектантске одлуке).

$DOF < 0$ – систем је превише специфициран: присутна су конфликтна ограничења (нема решења).

У контексту процесних дијаграма, анализа степени слободe се спроводи за сваку јединичну операцију на PFD појединачно, а затим и за цео систем. Ако је систем недовољно специфициран ($DOF > 0$), потребно је додати пројектоване спецификације (нпр. температуре, протоке, саставе) пре него што се приступи детаљној изради P&ID. Ако је систем превише специфициран ($DOF < 0$), то указује на грешку у постављеним једначинама или на сувишне податке које треба уклонити.

Симулациони програми (*Aspen Plus*, *HYSYS*, *PRO/II*) аутоматски израчунавају DOF на основу постављеног модела. Уколико систем није тачно специфициран, програм неће моћи да реши биланс или ће тражити додатне улазне податке (ако је $DOF > 0$) или ће пријавити грешку (ако је $DOF < 0$). Зато је анализу степени слободe корисно урадити пре симулације, јер се на тај начин избегава губљење на моделе који су неконзистентни или непотпуни.

Уз оперативну оптимизацију, неодвојиви део приступа је и рационализација саме дистрибутивне мреже паре, којом се дефинише оптималан број парних цевовода и њихови радни нивои притисака. Фокус је на дефинисању улазних и излазних температура процесних токова и одређивању минимално потребне количине топлоте за сваки од њих. Да би пренос енергије био ефикасан, поставља се технички услов, да температура паре у цевоводима мора бити довољно висока у односу на крајњу температуру процеса (у пракси се као минимална температурна разлика узима вредност од 30 °C) чиме се осигурава стабилан пренос топлоте без непотребног прегревања које троши гориво. Мањи број парних цевовода може повећати трошкове због лоше топлотне интеграције, док увођење цевовода изнад оптималног броја непотребно чини систем сложеним, повећава топлотне губитке и захтева више помоћне енергије. Циљ је, дакле, свести инфраструктуру на онај минимум који и даље омогућава потпуно задовољење технолошких захтева. Ово се постиже систематским прегледом оптималних нивоа притиска и температуре и смањењем укупних трошкова који укључују како инвестициона улагања тако и оперативне трошкове током читавог века експлоатације система.

Детаљним увидом у рад постројења и на основу добијених резултата нумеричке анализе, могуће је додатно утврдити препоруке за увођење нових мерних места и врста мерења за праћење материјалних и енергетских биланса. Савремени софтверски алати омогућавају стварање модела који могу предвидети енергетске и масене протоке чак и тамо где не постоје физичка мерења, што је кључно за успостављање прецизних биланса целокупне енергетике. Један од најважнијих излазних података оваквих модела је израчунавање тренутне потрошње енергената по јединици производа, што управо омогућава да се директно повежу трошкови енергије са обимом производње. Поред техничких параметара, процес обухвата и економску оптимизацију која узима у обзир променљиве цене енергената и сировина, чиме се ствара

основ за одлуке о ремонту, реконструкцији или промени начина управљања, с циљем постизања дугорочних енергетских и економских уштеда уз потпуно задовољење свих технолошких захтева производње.

3.3 Оптимизација рада енергане

Електрификација се у индустријским системима паре дефинише као процес замене традиционалних уређаја на фосилна горива (попут природног гаса) напредним технолошким решењима која користе обновљиву електричну енергију. Овај процес није само промена извора енергије, већ захтева „дубинску” реконструкцију (енг. *retrofit*) целокупног система паре како би се постигао циљ тј. потпуни престанак директне емисије CO₂. У контексту енергетски интензивних грана, попут производње етилена, где систем паре покреће кључне процесе сепарације и компресије, електрификација представља најефикаснији пут ка декарбонизацији, уз промену горива и побољшање енергетске ефикасности.

У потрази за могућностима смањења потрошње енергије и емисије угљен-диоксида, кључно је најпре утврдити где се у процесима производње енергија троши у највећој мери. Примера ради, на нивоу целокупног постројења у производњи етилена, доминантан потрошач је пећ за крековање, која троши око 15 GJ по тони етилена од укупних 26 GJ колико процес у целини захтева. Надаље, унутар самог система паре, као критичне тачке потрошње издвајају се прегрејачи паре и системи за компресију и хлађење. Управо ова сазнања указују на то да су прегрејачи паре, заједно са погонским турбинама за компресоре, најзначајније тачке у којима електрификација система може донети мерљиве енергетске и економске ефекте.

Стога се стратегија електрификације намеће као основни механизам декарбонизације. Ово подразумева замену уређаја који користе фосилна горива електричним еквивалентима, као и увођење уређаја који користе водоник као чисто гориво. Предложена реконструкција система паре интегрише различите технолошке опције напајане из обновљивих извора енергије, при чему се избор између електричне енергије и водоника изводи у зависности од нивоа притиска паре који је потребно произвести и потребе за очувањем когенерацијског потенцијала постројења.

Поред тога, електрификација доноси специфичне економске параметре који се морају узети у обзир:

- a) Капитални трошкови: Електрични котлови су економски веома конкурентни јер су њихови капитални трошкови процењени на око 40 % нижим у односу на референтне котлове на угаљ или гас.
- b) Оперативни трошкови и цена струје: Оперативни трошкови су најдоминантнији део трошкова и директно зависе од цене електричне енергије. Анализе показују да је систем стабилан док су цене електричне енергије ниске, међутим када пређу изван прегрејача, економски постаје оправдано пребацивати део оптерећења на водоничне технологије.
- c) Угљенична такса: Кључна предност електрификације је потпуни престанак плаћања трошкова такси на емисију CO₂. Без електрификације, ови трошкови могу постати велико финансијско оптерећење.

Коначни ефекат потпуне електрификације, потпомогнуте декарбонизованом електричном мрежом (соларна енергија, ветар) је значајно смањење емисије CO₂. Поред тога, интеграција са HRSG системима омогућава да се енергија, која би иначе била изгубљена, врати у систем у облику паре без икаквих додатних трошкова горива, што је посебно исплативо у сценаријима са високим ценама електричне енергије. Примена овог предлога трансформише енергану у систем са значајно смањеним директним емисијама и потенцијално нижим угљеничним отиском, чиме се истовремено повећава оперативна поузданост целог индустријског комплекса.

Резултати разматране студије случаја указују да је потпуна декарбонизација директних емисија система паре технички остварива, а уз повољне цене енергената може донети и значајне уштеде у укупној потрошњи енергије. Ипак, исплативост појединих мера зависи од тренутног тржишног контекста, па не постоји универзално решење. Оптимална стратегија се зато мора дефинисати за сваки случај посебно, у зависности од локалних цена енергената и регулаторног оквира.

3.3.1 Кључне технолошке компоненте електрификованог система

Увођење електричне опреме у систем паре изводи се кроз интеграцију неколико специфичних јединица које су идентификоване као најзначајније тачке за енергетску трансформацију:

- Електрични парни котлови: Ови уређаји су задужени за генерисање засићене паре на различитим нивоима притиска, од веома високог, до средњег и ниског притиска. Електрични котлови достижу изузетно високу термодинамичку ефикасност од око 98 %. Њихова примена нуди велику оперативну предност: захтевају ниже температуре прегревања, што омогућава коришћење краћих и мањих цевовода, чиме се драстично смањују топлотни губици током транспорта паре кроз постројење.
- Електрични прегрејачи: Неопходни за подизање температуре паре до нивоа високог притиска који захтевају турбине. Иако је идентификовано да су електрични прегрејачи енергетски интензивнији у поређењу са гасним јединицама, они су кључни за потпуно елиминисање фосилних горива из циклуса прегревања.
- Замена турбина електромоторима: Један од најрадикалнијих потеза у електрификацији је замена парних турбина, које традиционално покрећу компресоре и пумпе, снажним електромоторима. Данашња технологија дозвољава овим моторима рад при високим брзинама обртаја у минути, што их чини идеалним за захтевне процесе сепарације. Овим се смањује зависност од парног циклуса за добијање механичког рада.
- Генератори паре који користе отпадну топлоту: Да би се додатно повећала ефикасност и смањили трошкови струје, у систем се интегрише већи број оваквих генератора паре (HRSG). Уређаји искоришћавају енергију која би иначе била изгубљена, што је нарочито исплативо у сценаријима са високим ценама електричне енергије.
- Турбогенератори: У фазама делимичне електрификације, ови уређаји се користе за производњу електричне енергије унутар самог постројења док се истовремено производи пара нижег притиска, чиме се оптимизује енергетски биланс.

- Котлови на водоник: Водонични котлови су предвиђени искључиво за производњу паре веома високог притиска. Термодинамичка ефикасност водоничних котлова износи око 88 %, што је исто као код котлова на природни гас. Разлог за овакав стратешки избор је очување когенерационог потенцијала постројења, што омогућава систему да истовремено производи и пару и електричну енергију кроз турбине. Ови котлови заузимају место кључне технолошке алтернативе која осигурава енергетску флексибилност и стабилност система у условима променљивих тржишних цена.
- Водонични прегрејачи: Водонични котлови не раде изоловано. Систем укључује и водоничне прегрејаче, као и специфичне генераторе паре на отпадну топлоту који су пројектовани да поврате топлоту из димних гасова насталих сагоревањем водоника.

3.3.2 Модел мешовитог целобројног линеарног програмирања (MILP)

Мешовито-целобројно линеарно програмирање (енг. *Mixed-Integer Linear Programming*, MILP) представља једну од најефикаснијих и најшире примењиваних класа математичке оптимизације [86]. Ова метода проучава проблеме у којима су циљна функција и ограничења линеарни, а неке (или све) променљиве морају имати целобројне (дискретне) вредности. Комбинација континуалних и дискретних променљивих чини MILP изузетно флексибилним алатом за моделовање реалних инжењерских, економских и логистичких проблема.

Темељи целобројног програмирања постављени су средином двадесетог века. Ralph Gomory је 1958. године [87] увео методу резова равни (енг. *cutting planes*) први систематски алгоритам за решавање проблема целобројног програмирања. Неколико година касније, Land i Doig (1960) [88] су увели методу гранања и ограђивања (енг. *Branch and Bound*), која и данас чини основу MILP солвера. Савремени MILP солвери као што су CPLEX, Gurobi и SCIP (енг. *Solving Constraint Integer Programs*) комбинују десетине софистицираних техника како би у прихватљивом времену решавали проблеме са много ограничења и променљивих. Примене обухватају планирање производње, логистику, управљање енергетским системима, финансије, биоинформатику и пројектовање хемијских процеса.

У процесном инжењерству, MILP се користи за пројектовање и оптимизацију процесних постројења. Проблеми синтезе у хемијским процесима, оптимизације процесног система и распореда операција које треба да задовоље променљиве производне услове могу се непосредно формулисати као MILP, при чему бинарне променљиве означавају да ли се поједине операције или процесни токови одвијају или не.

3.3.2.1 Теоријске основе и алгоритамска структура MILP модела

У пракси се среће неколико посебно важних подкласа MILP проблема:

- Целобројно линеарно програмирање (енг. *Integer Linear Programming*, ILP): Све променљиве су целобројне. Ово је најстрожи облик линеарног програмирања, али управо због захтева да решења буду целобројна, он је погодан за проблеме распореда и алокације ресурса. Алокација

ресурса подразумева оптималну расподелу ограничених ресурса (попут машина, радника, времена или сировина) на различите задатке, при чему решења по својој природи морају бити целобројна.

- Бинарно линеарно програмирање (енг. *Binary Linear Programming*, BLP): све целобројне променљиве могу узимати само вредности 0 или 1. Посебно погодно за проблеме одлучивања типа 'да/не'.
- Мешовито целобројно програмирање (енг. *Mixed Integer Programming*, MIP): комбинација континуалних и целобројних променљивих, што је и најопштији и најчешће коришћен облик у инжењерској пракси.
- Релаксација (енг. *Relaxation*): уклањањем услова целобројности добија се линеарна релаксација тј. знатно једноставнији проблем чије решење даје доњу границу оптималне вредности оригиналног MILP проблема. Линеарна релаксација се због тога користи као основа у већини алгоритама за решавање MILP модела.

Моделовање проблема мешовитог целобројног линеарног програмирања захтева пажљиву дефиницију како функције циља тако и система ограничења. Ограничења у MILP моделима дефинишу скуп дозвољених решења и могу се класификовати у неколико категорија: масени и енергетски биланси за процесне јединице, ограничења капацитета - максимални и минимални капацитети појединих операција (нпр. протоци, запремине реактора итд.), логичка ограничења - везе између бинарних променљивих (нпр. ако је јединица А активна, онда мора бити активна и јединица В и слично), ограничења ресурса - расположиви ресурси (време, сировине, енергија итд.), техничка ограничења - оперативни услови (температуре, притисци, конверзије) итд.

Једна од кључних вештина у MILP моделовању јесте линеаризација нелинеарних или логичких односа. Увођењем бинарних променљивих (0/1) могу се моделовати логички услови, нелинеарни облици циљне функције (нпр. фиксни трошкови) и дисконтинуалне појаве (нпр. цена која се мења у зависности од количине).

На пример, логички услов „ако се активност i обавља, онда се мора обавити и активност j “ може се представити линеарном неједначином $y_i \leq y_j$, где су y_i и $y_j \in \{0,1\}$ бинарне променљиве. Слично, апсолутна вредност $|x|$ се може линеаризовати увођењем помоћне променљиве $t \geq 0$ и услова $t \geq x$ и $t \geq -x$, уз минимизацију t у циљној функцији.

Посебно је значајна техника big-M формулације. Она се уводи како би се логички услови превели у математичка ограничења која линеарни солвер може да обради. Логички услов „ако $y = 1$, онда $a \cdot x \leq b$ “ се моделује као $a \cdot x \leq b + M(1 - y)$, где је M довољно велика константа (већа од било које могуће вредности $a \cdot x - b$). Када је $y = 1$, члан $M(1 - y)$ исчезава и ограничење важи; када је $y = 0$, ограничење постаје неактивно јер је M довољно велико. Ова техника се често користи али вредност M мора бити пажљиво одабрана, ако је превелика може узроковати нумеричке проблеме и ослабити релаксације линеарног програма (LP). LP релаксација се добија када се у MILP проблему занемаре услови целобројности, те се тада проблем своди на обичан линеарни програм (LP), који се знатно лакше решава.

3.3.2.2 Оптимизациони критеријуми и стратегије одлучивања (SOO и MOO)

Одабир објективних функција зависи од природе проблема, било да се ради о оптимизацији са једним циљем као што је нпр. минимизација трошкова или смањење емисије CO₂ или вишециљној оптимизацији. Циљ, који мора бити јасно исказан, представља основни разлог да се постигне одређени резултат или оствари конкретан напредак. Код једнокритеријумске оптимизације (енг. *Single objective optimization*, SOO) налази се решење за проблем где постоји само један циљ који треба оптимизовати, док код вишекритеријумске оптимизације (енг. *multi-objective optimization*, MOO) постоји више циљева.

Критеријум или критеријумска функција служи као мера за оцену квалитета решења, а решење које даје најбоље резултате је, оптимално решење. Код вишекритеријумске оптимизације не постоји само једно оптимално решење, као у случају једнокритеријумске, већ скуп решења, где се бира решење које представља најбољи могући компромис. Треба пронаћи решење које је истовремено оптимално по свим разматраним критеријумима. У пракси су ти критеријуми често међусобно у конфликту. У процесу одабира коначног решења, пресудну улогу има субјективна процена доносиоца одлуке, који на основу сопствених приоритета, одређује које је решење боље од другог.

Домен математичких истраживања у вези са задацима MOO остаје углавном ограничен на оквиру апериорних и апостериорних приступа. Проблеми вишекритеријумске оптимизације, (MOO) са супротстављеним циљевима не дају јединствено решење, већ скуп оптималних решења, познат као *Pareto* скуп. Решење припада *Pareto* скупу ако се вредност једног циља не може побољшати без погоршања других циљева. Да би се добило јединствено решење за MOO проблем, користе се две главне класе приступа, у зависности од редоследа примене појединих етапа. У овом контексту, етапе представљају неопходне кораке код процеса решавања проблема.

Прва класа, априорни приступи, захтева да до почетка процеса решавања буду познати приоритети доносиоца одлука. Ови приступи у суштини, трансформишу MOO проблем у проблем оптимизације са једним критеријумом (енг. *Single Objective Optimization*, SOO). Пример таквог приступа је метод пондерисане суме. Метод пондерисане суме (енг. *Weighted Sum Method*) је класичан приступ у вишекритеријумској оптимизацији који се користи да се проблем са више циљних функција претвори у проблем са једном циљном функцијом у оквиру модела математичког програмирања, укључујући и MILP.

Друга класа, апостериорни приступ, генерише *Pareto* оптимална решења како би се добио приближан *Pareto* скуп. Доносилац одлуке затим анализира ова решења и бира оно које најбоље одражава жељене компромисе. Један од широко коришћених апостериорних приступа је метод ϵ -ограничења [89,90]. Овај приступ, предложен од стране Haimes-а и сарадника [89], трансформише MOO проблем у низ SOO проблема. Сваки од тих проблема се оптимизује у односу на један циљ, док се за остале циљеве постављају горње и доње границе [38]. Ове границе се систематски подешавају како би се добио приближан *Pareto* скуп, који представља све разумне опције које рационални доносилац одлуке може да размотри [90]. Након генерисања *Pareto* скупа, доносилац одлуке анализира решења како би одредио најприхватљивији компромис.

3.3.2.3 Алгоритамски механизми решавања и софтверска имплементација

Уз дефинисане стратегије оптимизације (SOO и MOO), потребно је успоставити и рачунарски поступак са којим је могуће издвојити глобални оптимум из простора могућих конфигурација.

Метода гранања и ограђивања (енг. *Branch and Bound*)

Метод гранања и ограђивања (енг. *Branch and Bound*), који су увели Land и Doig [88], представља основни алгоритам за решавање проблема Мешовитог целобројног линеарног програмирања (MILP). Алгоритам функционише кроз систематичну изградњу „стабла претраге“ кроз следеће кључне кораке:

- процес почиње у корену стабла решавањем LP релаксације; ако су већ у овом кораку све променљиве целобројне, проблем је одмах решен.
- ако добијено решење садржи променљиве које нису цели бројеви, бира се једна таква променљива и проблем се дели („грана“) на два нова потпроблема.

Код првог потпроблема се уводи ограничење да променљива мора бити мања или једнака најближем целом броју испод њене тренутне вредности, док код другог потпроблема се уводи ограничење да променљива мора бити већа или једнака најближем целом броју изнад те вредности.

Да би се избегло непотребно претраживање, алгоритам користи систем граница (код проблема минимизације). Доња граница представља вредност LP релаксације у тренутном потпроблему. Горња граница представља вредност најбољег целобројног решења које је до тог тренутка пронађено.

По правилу, ако је доња граница неког потпроблема лошија (већа) од тренутно најбоље горње границе, тај огранак се одбацује. Разлог је тај што ниједно решење у том делу стабла не може бити боље од онога које већ постоји. Овај поступак се понавља на свим потпроблемима док се не пронађе оптимално решење или док се не исцрпи цео простор претраге.

Метода резова равни (енг. *Cutting Plane Method*)

Ова метода је један од основних приступа за решавање проблема Мешовитог целобројног линеарног програмирања. Док се метод гранања и ограђивања фокусира на поделу проблема на мање делове тј. потпроблеме, метода резова покушава да директно „сузи“ простор решења.

Као и код метода гранања и ограђивања, процес почиње решавањем LP релаксације. Решење LP релаксације често доводи до децималних бројева (нпр. $x=3,7$), што у MILP моделу није дозвољено. „Рез“ је додатно математичко ограничење (линеарна неједначина) које се додаје проблему са циљем да уклони тренутно децимално решење из простора претраге и сачува сва постојећа целобројна решења. Додавањем резова, простор могућих решења се постепено смањује и сужава око целобројних тачака, све док алгоритам не пронађе оно које је оптимално и целобројно.

Кроз историју су се развијали различити типови резова како би се убрзао процес решавања:

- Gomory резови (1958) (енг. *Gomory fractional cuts*): први алгоритам за аутоматско генерисање резова код целобројних проблема;
- MIR резови (енг. *Mixed Integer Rounding*): напреднији и ефикаснији резови који се данас широко заступљени;
- Специјализовани резови (енг. *Cover cuts*): користе се за специфичне структуре проблема, попут оних са бинарним променљивама (0-1) и ограничењима капацитета (тзв. „knapsack“ или проблем „ruksak“).

Данашњи водећи софтверски алгоритми као што су CPLEX или Gurobi не бирају само једну врсту резова, они комбинују више њих истовремено јер различити резови делују на проблем на различите начине, што значајно скраћује време потребно за проналажење коначног решења.

Метода *Branch and Cut* (B&C)

Савремени алгоритми за решавање MILP проблема се не ослањају искључиво на метод гранања и ограђивања (енг. *Branch and Bound*), већ користе напреднији хибридни модел, *Branch and Cut*. Приступ комбинује систематичну претрагу са методом резова равни како би се значајно убрзао процес проналажења решења.

Додавањем резова, додатних линеарних ограничења, алгоритам смањује простор претраге LP релаксације. Резови елиминишу децимална решења, али задржавају сва валидна целобројна решења. У проблемима минимизације, доња граница је одређена вредношћу LP релаксације. Додавањем резова, ова граница се „подиже” и брже приближава вредности најбољег целобројног решења (горњој граници). Циљ је да резови што прецизније опишу простор целобројних решења, чиме се смањује потреба за даљим гранањем. Ако је доња граница након додавања резова и даље лошија од тренутне горње границе, алгоритам одбацује цео огранак.

Пре покретања главног *Branch and Cut* процеса, алгоритми спроводе тзв. „presolving“ фазу која упрошћава модел кроз логичко сужавање опсега (доње и горње границе) у којем се променљиве могу кретати на основу постојећих ограничења. Уклањају се сувишне променљиве и ограничења која не утичу на оптимално решење, а препознају се и променљиве које морају имати фиксну вредност (нпр. 0 или 1) да би решење уопште било допустиво. Ове технике своде проблем сведе на мањи и лакше решив облик.

Декомпозиционе методе

Када су проблеми оптимизације изузетно великих димензија, стандардни *Branch and Cut* алгоритми, који се ослањају на класично гранање, постају рачунарски превише захтевни. У таквим ситуацијама користе се декомпозиционе методе које сложен проблем разбијају на мање, међусобно повезане целине, користећи специфичну структуру проблема.

Benders-ова декомпозиција [91] је ефикасна метода за проблеме код којих се променљиве деле у две групе: стратешке (целобројне) променљиве које доносе дискретне „да/не” одлуке (нпр. да ли изградити складиште, активирати постројење или отворити руту) и оперативне (континуалне) променљиве које одређују нивое процеса (нпр. колико робе послати, колики је проток енергије или колики су трошкови производње). Уместо да решава све одједном, Benders-ова декомпозиција дели проблем на два нивоа: главни (енг. *master*) проблем, који се бави искључиво целобројним одлукама и потпроблем. Када су стратешке одлуке фиксирани, преостали део проблема постаје обичан линеарни програм (LP) који се решава знатно брже од целобројног. Потпроблем проверава колико је тај план ефикасан и изводљив у пракси.

Алгоритам се ослања на комуникацију између ова два нивоа: ако потпроблем утврди да је предложени план неодржив (нпр. постројења А и В не могу да задовоље потражњу) или прескуп, он генерише Benders-ов рез. Рез је додатно математичко ограничење које се шаље назад главном проблему. Тиме се појачава формулација главног проблема, односно указује се да одлуке таквог типа не воде ка оптимуму и да је потребно наставити претрагу. Овим итеративним поступком алгоритам сужава фокус на решења која показују потенцијал да буду оптимална, избегавајући беспотребно претраживање огромног простора који би стандардни метод гранања морао да обради.

MILP проблеми се данас решавају помоћу оптимизованих софтверских пакета. Постоји неколико водећих комерцијалних солвера, који укључују напредне технике описане у претходним поглављима (B&C, *presolving*, различите врсте резова, декомпозиционе методе). Табела 3.3 даје преглед најзначајнијих комерцијалних солвера, са основним подацима о произвођачу, кључним карактеристикама и условима лиценцирања.

Табела 3.3: Преглед водећих комерцијалних MILP солвера

Солвер	Произвођач	Кључне карактеристике	Лиценцирање
IBM CPLEX	IBM	Индустријски стандард, подршка за више програмских језика (C,C++, <i>Java</i> , <i>Python API</i>) паралелно гранање	Комерцијална / бесплатна за академске сврхе
Gurobi	Gurobi Optimization	Одличне перформансе на већини реферетних тестова, квалитетан <i>Python API</i> , подршка за <i>Cloud</i> интеграцију	Комерцијална / бесплатна за академске сврхе
XPRESS	FICO	Посебно ефикасан за стохастичке проблеме	Комерцијална
LocalSolver	Innovation24	Хибридни метахеуристички приступ, погодан за веома велике проблеме	Комерцијална

Поред комерцијалних решења, постоји низ висококвалитетних open-source MILP солвера. Иако су често спорији од комерцијалних, њихова предност лежи у отвореном коду, што омогућава истраживачима да модификују или прошире алгоритам, да провере имплементацију детаља и да их прилагоде специфичним потребама. Преглед најзначајнијих *open-source* солвера дат је у наставку:

- SCIP (енг. *Solving Constraint Integer Programs*) је развијен у Zuse институту у Berlinu и спада у најбрже и најсложеније солвере отвореног кода. Његова модуларна архитектура омогућава потпуну контролу над процесом решавања. Погодан је за академска истраживања јер корисници могу лако да имплементирају сопствене резове или декомпозиционе методе како би побољшали формулацију проблема;
- CBC (енг. COIN-OR *Branch and Cut*) као део COIN-OR пројекта, је познат по стабилности и поузданости у *open-source* заједници. Директно имплементира *Branch and Cut* хибридни алгоритам. Због одличне интеграције са *Python* библиотекама (попут *PuLP* и *Google OR-Tools*),

CBC је чест избор за брзу израду прототипа и за индустријске апликације које захтевају поуздано решавање MILP проблема;

- HiGHS је савремени солвер високих перформанси развијен на Универзитету у *Edinburg*-у. Тренутно спада у најперспективнија *open-source* решења. Перформансе су му на пољу чистих линеарних програма (LP) веома добре а модул за целобројно програмирање (MILP) се интензивно развија како би се приближио комерцијалним солверима;
- GLPK (енг. *GNU Linear Programming Kit*) представља дуговечан GNU пројекат намењен решавању LP и MILP модела. Одликује се једноставношћу инсталације и коришћења. Алгоритми за гранање и ограђивање су оптимизовани за стабилност, али су перформансе на великим моделима ограничене. Због тога се GLPK најчешће користи у едукативне сврхе и за проблеме мањих димензија.

3.3.2.4. Критички осврт: Изазови, ограничења и будућност модела

MILP омогућава моделовање логичких услова („ако–тада“), дискретних одлука (укључено/искључено) и целобројних вредности (број машина, радника и слично). Захваљујући модерним *Python* библиотекама (*Pyomo*, *PuLP*, *Gurobi*), примена MILP је данас изузетно приступачна. Оно што је некада захтевало месеце програмирања, сада се поставља и решава у неколико линија кода.

Тренутно најперспективнији правац развоја јесте интеграција машинског учења у MILP алгоритме. Уместо унапред задатих правила, солвер током рада „учи“ које су стратегије гранања најбоље за дати проблем, или како аутоматски генерисати корисне резове. Циљ је да солвер постане „свестан“ структуре проблема и да кроз паметно поједностављење додатно прошири границе решивости.

Упркос напредним алгоритмима који аутоматски воде претрагу и одбацују неперспективне делове простора решења, крајњи успех и даље зависи од човека. Вештина превођења реалног, сложеног проблема у чисту математичку форму, односно вештина моделовања, остаје кључна. Добро формулисан проблем омогућава солверу да ефикасније пронађе оптимално решење. Иако се ова вештина стиче искуством, захваљујући савременим алатима она је данас више доступна и значајна него икада раније.

3.3.3 Методологија имплементације: развој „суперструктуре“

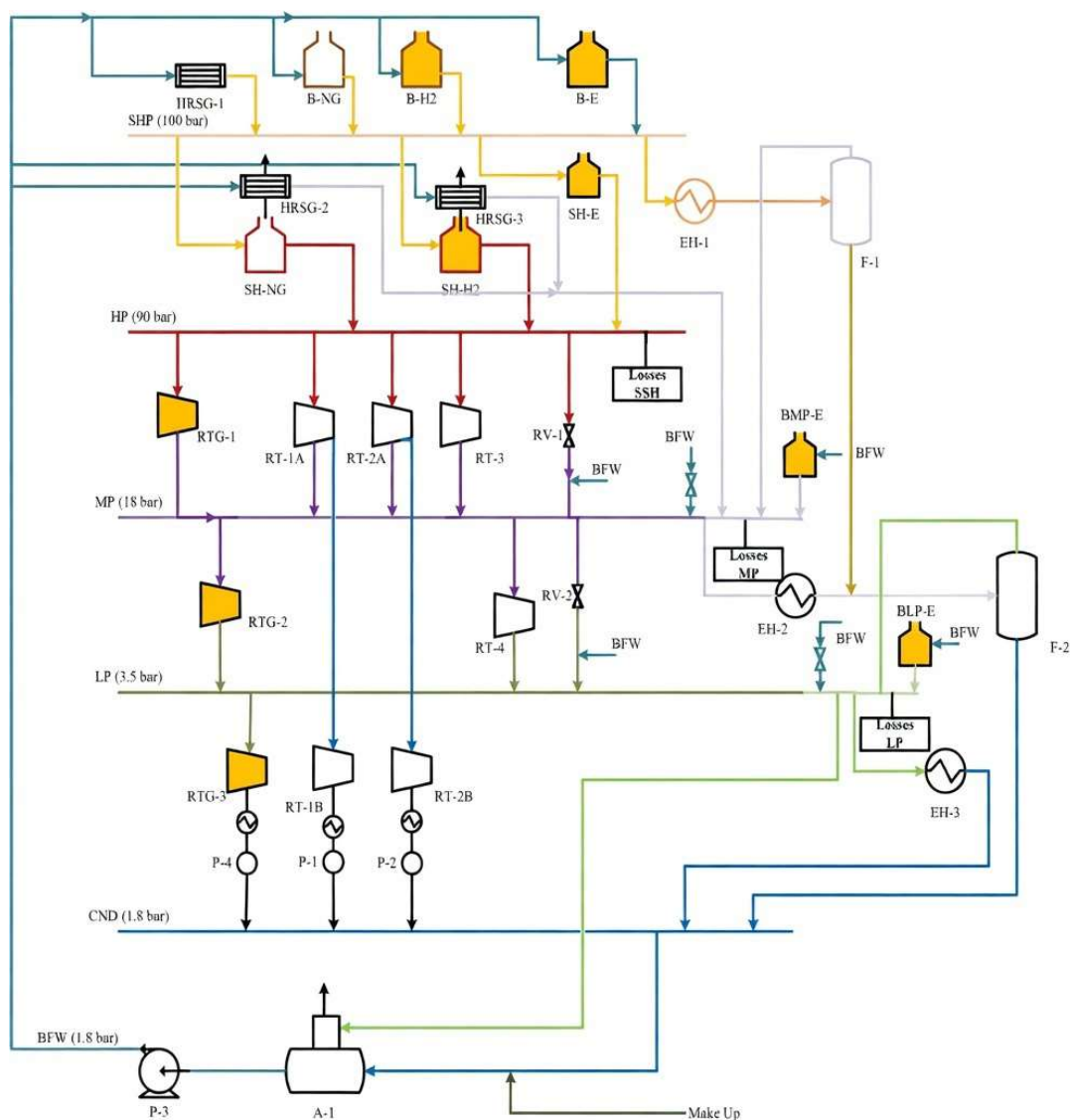
Како би се омогућила истовремена анализа економских и еколошких параметара, вишекритеријумски MILP модел интегрише све енергетске токове енергане унутар свеобухватне суперструктуре. Овај методолошки оквир превазилази традиционалне итеративне анализе, пружајући систематичан алат за доношење оптималних одлука о конфигурацији и режиму рада система. Процес оптимизације резултира формирањем *Pareto*-фронта, који обухвата низ оптималних конфигурација (решења). Свако решење дефинише распоред опреме и режим рада који је оптималан за дати однос трошкова и емисије CO₂. На тај начин се не нуди једно решење, већ читав спектар могућности, од којих свака могућност одражава другачији компромис између економских и еколошких циљева.

С тим у вези, планирање електрификације подразумева развој математичког модела суперструктуре који повезује све јединице у свим могућим конфигурацијама. Овај модел омогућава проверу различитих сценарија:

- делимична електрификација (хибридни системи): Подразумева систем у којем котлови на фосилна горива остају у погону као примарни извор, док се електрични уређаји активирају динамички, у зависности од тога када је цена електричне енергије на тржишту, повољна. Надаље, водонична опрема може служити као замена за електричну, када цене струје постану превисоке. У општем случају, водоничне технологије омогућавају хибридни приступ. То значи да постројење може динамички да прилагођава удео струје и водоника у зависности од тренутне ситуације на тржишту, не одступајући од крајњег циља, потпуне декарбонизације. Укратко, док је електрификација примарни пут за ниске цене струје, водонични котлови су стратешка резерва која омогућава постизање нулте емисије чак и када електрична енергија постане прескупа.
- потпуна електрификација: Представља крајњи циљ где се сви уређаји на природни гас (котлови и прегрејачи) потпуно уклањају. У овом сценарију, укупна потрошња енергије у постројењу је заправо најнижа, јер се користи искључиво високоефикасна електрична опрема уз максималну подршку генератора паре на отпадну топлоту (HRSG).

Примера ради, Слика 3.5 приказује предложену суперструктуру која представља приступ модернизацији постојећег система за дистрибуцију паре у индустријском постројењу (фабрици етилена). Приказана суперструктура интегрише укупно десет нових јединица у постојећу конфигурацију постројења како би се омогућило коришћење обновљивих извора енергије уместо конвенционалних фосилних горива, са примарним циљем постизања нулте емисије угљен-диоксида кроз потпуну електрификацију и употребу водоника.

У оквиру суперструктуре, на Слици 3.5, интегрисани су електрични котлови (В-Е, ВМР-Е, ВЛР-Е) и котлови на водоник (В-Н₂) за производњу засићене паре на различитим нивоима притиска, електрични и водонични прегрејачи (SH-E, SH-H₂), као и додатни генератор паре са рекуперацијом топлоте (HRSG-3) који користи отпадну топлоту из водоничног система. Унапређење енергетске конфигурације постројења се такође ослања на три нова турбогенератора (RTG-1, RTG-2, RTG-3) који омогућавају оптималну прераспodelу паре између колектора на различитим нивоима притиска (високи, средњи и ниски) како би се задовољиле потребе процеса, истовремено производећи електричну енергију и осигуравајући енергетску ефикасност кроз когенерацију унутар постројења.



Слика 3.5 Пример суперструктуре енергетског система индустријског постројења [92]

3.4 Инжењерски алати и стандардизација документације

Док су претходни дијаграми (BFD и PFD) служили као основа за постављање математичких биланса и оптимизационог модела, Дијаграм цевовода и инструментације (P&ID) представља завршни и најобухватнији ниво техничке документације. Дијаграм дефинише извођачке детаље који су превише сложени за стратешку оптимизацију, али су неопходни за стварну изградњу, управљање и сигурност постројења. У овом делу фокус се помера са термодинамичких токова на прецизно дефинисање сваке цеви, инструмента и регулационе петље у складу са индустријским стандардима.

Дијаграм цевовода и инструментације (P&ID) представља најобухватнији технички опис постројења, садржи више информација него било који други тип дијаграма тока. Представља меродавни документ за изградњу, пуштање у рад, експлоатацију и модификацију процесног

постројења. Свака цев, инструмент, вентил и сваки део опреме у линији мора бити приказан на P&ID и служи као једини поуздани извор информација о томе како је постројење изведено и како се њиме управља.

Док PFD пружа функционални опис процеса где су дефинисани материјални и енергетски биланси између главних процесних јединица, P&ID представља детаљну техничку документацију постројења која обухвата цевоводну мрежу, инструментацију и систем управљања, у свој својој сложености.

Комплетан P&ID садржи следеће:

- Сву процесну опрему — са истим бројевима ознака као на PFD, али дату тако да прикаже све прикључке млазница, отворе за приступ, одушне отворе, дренажне отворе и прикључке инструмената.
- Целокупну цевоводну мрежу — сваку процесну цев, цев за дистрибуцију паре и расхладне воде (флуида), одушне линије, дренажне линије и инструментални импулсни вод. Сваки цевни сегмент има ознаку цеви која кодира величину, спецификацију и редни број линије.
- Све вентиле — запорне, игличасте, кугласте, лептир, повратне, регулационе и сигурносне који су приказани појединачно, са специфичним симболима и ознакама.
- Сву инструментацију — сваки сензор, индикатор, контролер, рекордер, аларм и елемент искључивања. Бројеви ознака инструмената прате конвенцију ISA 5.1 [93]. ANSI/ISA-5.1 је међународно признат стандард који дефинише симболичке ознаке и идентификацију инструмената. Он успоставља универзални визуелни језик за читање и креирање P&ID дијаграма.
- Све регулационе петље — за које су приказани елементи мерења, пренос сигнала, контролери и финални регулациони елементи.
- Сигурносне системе — све сигурносне вентиле (PSV), руптурне плоче, вентиле за хитно искључивање (ESDV) и елементе сигурносног инструментованог система (енг. *Safety Instrumented System*, SIS).
- Системе паре — праћење паром и прикључке расхладне воде.

Примена стандарда ISA-5.1 у означавању инструмената најбоље се може приказати кроз петљу за контролу притиска на врху дестилационе колоне (C-102). Уместо изолованог објашњавања структуре кодова, ознака инструмента се дефинише директно кроз његову конкретну улогу у систему:

PIC-102

где сегменти ознаке према хијерархији стандарда значе:

P – (Прво слово) – представља мерену величину: Притисак (енг. *Pressure*)

IC – (Наредна слова) – дефинишу функцију инструмента: Индикација и Контрола (енг. *Indicator Controller*)

102 – (Број Петље) –јединствени број који инструмент функционално везује за процесну петљу колоне C-102.

На овај начин ознака PIC-102 пружа информацију да је реч о контролеру који истовремено приказује и регулише притисак унутар колоне 102. Исти принцип се примењује и на остале критичне величине, као што су LIC-102 за контролу нивоа (енг. *Level*) у дну колоне или TIC-102 за регулацију температуре (енг. *Temperature*) на ребојлеру. Сва остала значења слова за различите функције наведена су у Табели 3.4.

У Табели 3.4 је дато објашњење значења појединачних слова у оквиру ознаке инструмента према стандарду ISA-5.1.

Табела 3.4: Значење слова у ознаци инструмента према стандарду ISA-5.1 у P&ID

Прво слово (Променљива)	Значење	Наредно слово (Функција)	Значење
T	Температура	T	Трансмисер
F	Проток	I	Индикатор
P	Притисак	C	Контролер
L	Ниво	R	Рекордер
A	Анализа (квалитет)	A	Аларм
D	Густина	S	Прекидач
H	Ручно (мануално)	V	Вентил (финални елемент)
Q	Количина / тотализатор	Y	Релеј / рачунање / конверзија

Симбол инструмента (круг) на P&ID садржи ознаку а облик круга означава локацију инструмента:

- Круг (једноставан) — теренски инструмент, локално доступан;
- Круг са хоризонталном линијом кроз средину — монтиран на главној управљачкој табли или DCS (централна управљачка соба);
- Круг са двоструком хоризонталном линијом — монтиран у локалној табли или секундарној конзоли;
- Испрекидани круг — функција се извршава софтверски у дистрибуираном контролеру.

Систем означавања процеса на P&ID дијаграмима се најјасније може илустровати кроз пример линије паре која напаја ребојлер дестилационе колоне (C-102). Овакав приступ омогућава да се ознака цеви посматра у контексту њене стварне функције унутар енергетског система. Типична ознака линије на P&ID кодира кључне податке према следећем формату: [Величина]-[Код флуида]-[Класа спецификације]-[Редни број] (Изолација) (Праћење). На примеру доводне линије за пару високог притиска:

4"-S3-A2-1105 (I) (ST) где појединачне ознаке значе:

4" – пречник цеви (4 инча)

S3 – тип процесног флуида (нпр. *High Pressure Steam* – пара високог притиска)

A2–класа спецификације цевовода (дефинише материјал, притисак и температуру)

1105 – јединствени редни број линије унутар области колоне

(I) – захтев за топлотном изолацијом (спречавање губитака енергије)

(ST) – метод одржавања температуре (*Steam Tracing*, праћење паром).

У Табели 3.5 је дато објашњење значења сваког елемента у ознаци процесне линије у P&ID.

Табела 3.5: Елементи ознаке процесне линије у P&ID.

Елемент кода	Значење	Типичне вредности
Величина цеви	Номинални пречник цеви	1", 2", 4", 6", 8", 10", 12" ...
Код течности	Процесна течност или помоћни флуид	HN (врућа нафта), CW (расхладна вода), LP (пара ниског притиска)
Класа спецификације	Оцена материјала и притиска – температуре	A1 (угљенични челик, 150 lb), B3 (нерђајући челик, 300 lb)
Редни бр.	Јединствени идентификатор линије	0001, 0002, 0012 ...
Изолација (I)	Потребна топла или хладна изолација	(I) = изоловано, () = без изолације
Праћење	Топлотно праћење паром (одржавање температуре течности, спречавање замрзавања/згушњавања)	(ST) = праћено паром (ET) = електрично праћено () = без праћења

Систематски приступ читању P&ID: Тумачење P&ID дијаграма се изводи систематски како не би била изостављена ниједна релевантна информација. Препоручује се следећи редослед корака:

- Дефинисање границе процеса – идентификују се улазне тачке сировина и излазне тачке производа, чиме се утврђује шта све улази у посматрани систем, а шта га напушта.
- Праћење главног тока процеса – прати се путања примарног процесног флуида од улаза сировине до излаза као производа, уз уочавање сваке јединице опреме на том путу.
- Идентификација рецикала – утврђују се места на којима се повратни токови враћају у процес.
- Преглед помоћних флуида – проверава се где су прикључени флуиди грејни (нпр. пара) или расхладна вода.
- Идентификација регулационих петљи – за сваки регулациони вентил проналази се одговарајући мерни претварач (трансмисер) и управљачка јединица (контролер), те се утврђује шта је циљ регулације.
- Провера сигурносних уређаја – лоцирају се сви сигурносни вентили за притисак, руптурне плоче и вентили за хитно заустављање; проверава се да ли су путеви за испуштање под притиском слободни.

- Провера могућности изолације опреме – проверава се да ли свака важнија јединица опреме може да се одвоји од система (затварањем вентила) како би се могла безбедно одржавати.

Уобичајне грешке и провера квалитета: Систематским прегледом пројектне документације (тзв. интердисциплинарни прегледи) најчешће се идентификују следеће врсте грешака:

- неподудараност ознака токова између BFD, PFD и P&ID дијаграма;
- изостављени неповратни вентили на потисним водовима пумпи;
- регулациони вентили – погрешно димензионисани или постављени на погрешно место;
- сигурносни вентили за притисак – недостају или су погрешно усмерени (испуштају на недозвољеној локацији);
- масени биланс – није усаглашен;
- ознаке инструмената – дуплиране или немају правилан редослед;
- спецификационе класе цевовода – изостављене или неодговарајуће за системе високих температура и притисака.

Софтвери коришћени за симулацију процеса: Савремени процесни дијаграми се формирају тако што се графички приказ повезује директно са термодинамичким и кинетичким моделима, па се биланси изводе истовремено са изградом дијаграма. Углавном се користе следећи алати у складу са специфичном наменом:

- *Aspen Plus / Aspen HYSYS (AspenTech)* – Индустријски стандард за симулацију процеса. PFD дијаграми се израђују директно у симулатору.
- *AVEVA P&ID (AVEVA)* – Алат за израду P&ID дијаграма. Подаци о инструментима и цевима повезани су са самим цртежом.
- *COMOS (Siemens)* – Платформа за пројектовање постројења. Повезује P&ID дијаграме, 3D моделе и податке о инструментима у јединствен систем.
- *Microsoft Visio / AutoCAD* – Алати опште намене за цртање дијаграма. Користе се у раној фази пројектовања и за брзу визуелизацију.
- *Python (NetworkX, Graphviz)* – Користи се за израду и анализу процесних дијаграма у истраживачке сврхе (нпр. дигитални близанци).

Компаративни преглед BFD, PFD и P&ID дијаграма: Као закључак разматрања инжењерских алата, неопходно је сагледати хијерархијску повезаност свих описаних дијаграма. Иако су Блок дијаграми (BFD) и Технолошке шеме процеса (PFD) послужили као примарна основа за развој математичког модела и суперструктуре у поглављу 3.2, њихова улога се суштински разликује од детаљног Дијаграма цевовода и инструментације (P&ID) приказаног у овом поглављу. Док BFD и PFD омогућавају стратешку оптимизацију и постављање биланса, P&ID је меродаван документ за стварну изградњу и експлоатацију постројења.

Табела 3.6 даје компаративни преглед три описана типа процесних дијаграма према кључним карактеристикама: степену разраде, приказаној опреми, приказу цевовода и инструмената, подацима о токовима, стандардима, фази израде, примарним корисницима и основи за изградњу постројења.

Табела 3.6: Компаративни преглед BFD, PFD и P&ID дијаграма.

Атрибут	BFD	PFD	P&ID
Ниво детаља	Врло низак — само концепт	Средњи — опрема и токови	Врло висок — свака цев и инструмент
Приказана опрема	Само функционални блокови	Сва главна опрема, означена	Сва опрема + све млазнице+прикључци
Приказана цевоводна мрежа	Нема	Само главне процесне линије	Свака цев, вентил, фитинзи, нагиби
Инструментација	Нема	Само главне регулационе петље	Сваки инструмент, свака петља, сигнали
Подаци о токовима	Укупни масени биланс, кључни протоци	Комплетна табела података о токовима	Табела ознака линија
Кључни стандарди	Нема формалног стандарда	ISO 10628-1, ISO 10628-2 [94,95]	ISA 5.1, ISO 15519-1 ISO 15519-2 [95,96]
Фаза израде	Концептуална / изводљивост	FEED / основно пројектовање	Детаљна разрада
Примарни корисници	Менаџмент и клијенти	Процесни инжењери	Инжењери свих дисциплина
Основа за изградњу?	Не	Не	Не

4. Студије случаја и анализа резултата

У поглављу које следи, развијени теоријски и математички оквири примењују се на конкретне индустријске системе енергана кроз серију детаљних студија случаја. Главни циљ је валидација предложених модела и приказ њихове ефикасности у решавању два кључна изазова савремене процесне индустрије: радикалног смањења емисије угљен-диоксида и повећање енергетске ефикасности. Студије случаја су конципиране тако да покрију најинтензивније индустријске секторе, петрохемијску индустрију и индустрију челика.

Прво се анализира студија случаја у челичани где се адаптацијом технологија кроз увођење електричних пећи, котлова и топлотних пумпи тежи значајном смањењу емисије угљен-диоксида.

Потом се анализирају перформансе кључних енергетских јединица у системима паре у производњи етилена, односно компресорских система покренутих парним турбинама (SDMCS) како би се утврдила места највећих губитака и деградације опреме. Затим се интегрисаном оптимизацијом дистрибуције паре, уз увођење нових технологија које се ослањају на обновљиве изворе енергије, целокупна инфраструктура трансформише у одрживо енергетско решење, отпорно на флуктуације цена фосилних горива и таксе на емисију угљен-диоксида. Надоградњу овог приступа представља примењена методологија претраживања оптималних нивоа паре, која омогућава идентификацију оптималног броја парних водова ради постизања минималних укупних трошкова. Анализира се улога котлова на отпадну топлоту (HRSG) у контексту рекулперације топлоте, што ће показати да интегрисани системи постају кључни за одрживост при високим тржишним ценама енергије.

Студије случаја истражују економску одрживост предложених решења у условима променљивих цена енергената и такси на емисију угљен-диоксида, користећи хибридни приступ који комбинује детерминистичке моделе са вештачким неуронским мрежама (ANN) за постизање максималне прецизности у реалном времену. Овако структуриран приступ омогућава прелазак са теоријских модела на практично применљиве стратегије за трансформацију постројења ка нултој емисији.

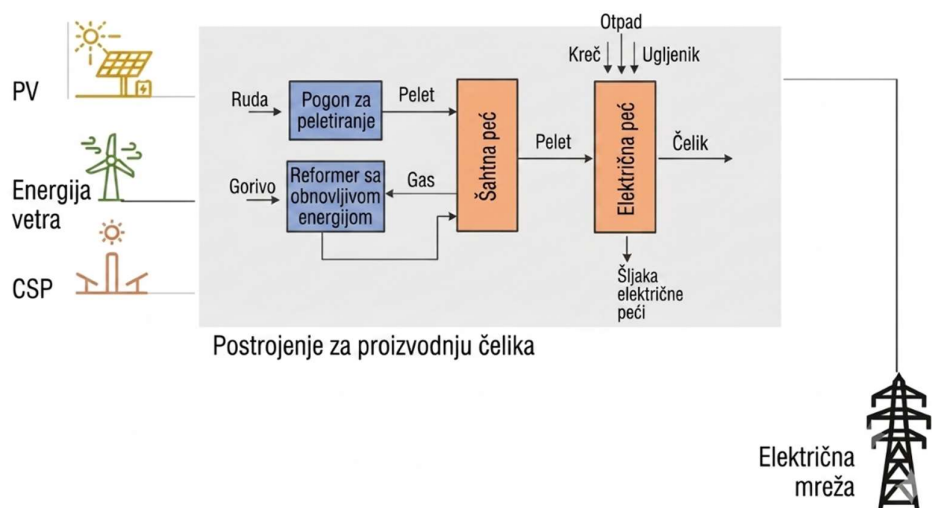
4.1 Студија случаја у индустрији челика: електрификација и декарбонизација

Челик је највише коришћена легура на свету са глобалном производњом од око две милијарде тона годишње, док је производња осталих важних метала, попут бакра и алуминијума, знатно испод 100 милиона тона. Индустрија челика доприноси са приближно 7% глобалне емисије и спада међу енергетски најинтензивније секторе, при чему традиционални процеси производње у великој мери зависе од фосилних горива (природног гаса и угља), што генерише значајну емисију гасова стаклене баште и отежава усклађивање са све строжим међународним регулаторним захтевима. Очекује се да ће глобални просек употребе челика од 4,2 тоне по особи расти са индустријализацијом земаља у развоју (посебно у Африци и деловима Азије, пре свега у Индији). Један од најбољих начина смањења емисије угљен-диоксида јесте декарбонизација извора енергије. Декарбонизација примарног процеса производње челика је сложена, будући да захтева суштинску промену у технологији топљења и напуштање конвенционалних високих пећи. Главне стратегије за декарбонизацију челика обухватају унапређење материјалне ефикасности бољим управљањем целокупним животним

циклом челика, од примарне производње, кроз фазу експлоатације, до рециклаже отпадног метала (секундарне производње). На тај начин се постиже успоравање раста примарне производње и повећање удела секундарне производње челика, док се енергетска ефикасност постојећих постројења унапређује кроз оптимизацију процеса и искоришћење отпадне топлоте. Преостале емисије смањиле би се преласком на алтернативна горива.

Међутим, због све веће употребе челика, примарна производња ће се наставити, што захтева корените технолошке промене да би се достигла нето нулта емисија. У таквом окружењу, електрификација кључних процесних операција, пре свега система грејања и генерисања паре, уз коришћење обновљивих извора енергије, представља један од најперспективнијих путева ка драстичном смањењу емисије угљен-диоксида, уз повећање оперативне флексибилности система.

У овој студији случаја квантификован је потенцијал електрификације постројења за производњу челика високог капацитета, процењујући могућност примене три технологије обновљивих извора енергије кроз интегрисан техно-економски и еколошки приступ (Слика 4.1).



Слика 4.1 Укључивање соларне (*PhotoVoltaics*, PV) технологије, ветроенергије (*Wind*) и концентрационе соларне енергије (*Concentrated Solar Power*, CSP) у производњи челика. [97]

Постројење разматрано у овој студији је челичана великог капацитета са месечном производњом од 300000 t челика. Енергетски профил постројења карактеришу два кључна захтева: електрична снага од 186,264 MW неопходна за процесе топљења, ваљања и помоћне системе, те потрошња од 522,5 t/h паре ниског притиска (3 bara) која се користи за грејање, сушење и одржавање процесних услова у различитим фазама производње.

Ови захтеви намећу специфичне изазове при пројектовању система обновљиве енергије. Наиме, фотонапонски (енг. *PhotoVoltaics*, PV) системи и ветро-енергетика генеришу искључиво електричну енергију, што значи да за обезбеђивање потребне количине паре је неопходно уградити електричне котлове који конвертују електричну енергију у топлотну. Са друге стране, системи концентрисане соларне енергије (енг. *Concentrated Solar Power*, CSP) производе електричну енергију и топлоту, што их чини природно прикладном опцијом за ову примену.

Како би се превазишле флуктуације својствене обновљивим изворима и осигурала непрекидна испорука електричне енергије, сва три сценарија подразумевају систем складиштења енергије заснован на оловним батеријама. Ово је нарочито важно за процесе који захтевају стабилно напајање, пошто флуктуације могу пореметити операције и смањити ефикасност.

Основни задатак је идентификација минималне цене производње електричне енергије (LCOE) уз задовољење фиксних енергетских захтева постројења и еколошких норми. Проблем се решава кроз анализу осетљивости на промене CAPEX и удела природног гаса у енергетској структури, тежећи максималном смањењу емисије CO₂. При томе, модел узима у обзир и расположивост земљишта, које представља значајно ограничење за реализацију оваквих пројеката у густо насељеним или индустријским зонама.

У студији случаја је примењен методолошки оквир који систематски интегрише техничку, економску и еколошку димензију подразумевајући:

- израду енергетског профила постројења: који обухвата одређивање укупне потрошње, анализу максималног и минималног оптерећења и процену удела опреме погодне за замену обновљивим изворима енергије;
- анализу локалних обновљивих ресурса: процену потенцијала за генерисање енергије из ветра и сунца на основу локалних услова (брзине ветра, соларна ирадијација, итд.);
- анализу изводљивости интеграције: процену кључних ограничавајућих фактора као што су расположивост земљишта, капацитета мрежног прикључка и неопходне инфраструктурне надоградње;
- економско моделовање: израчунавање просечних трошкова производње електричне енергије (енг. *Levelized Cost of Electricity*, LCOE) за све технологије, узимајући у обзир капиталне (енг. *Capital Expenditure*, CAPEX) и оперативне (енг. *Operational Expenditure*, OPEX) трошкове са и без система складиштења енергије;
- процену утицаја на животну средину путем анализе животног циклуса (енг. *Lifecycle analysis*, LCA): квантификовање емисије CO₂ током целокупног животног века технологије, укључујући производњу, транспорт, инсталацију, одржавање и стављање ван погона;
- идентификацију оптималне енергетске структуре: одређивање економски најповољније и еколошки најприхватљивије комбинације обновљивих извора уз испуњавање свих енергетских и еколошких ограничења.

На тај начин се обезбеђује свеобухватна компаративна анализа која, поред економских показатеља, узима у обзир и укупни еколошки утицај сваке технологије током читавог века трајања. Табела 4.1 приказује кључне техно-економске и еколошке параметре за све три процењене технологије (CSP, PV и ветроенергетски систем).

На основу прегледа података датих у Табели 4.1 може се уочити да је оперативно смањење емисије CO₂ идентично за све три технологије и да износи 707597 тона CO₂ годишње, што је директна последица потпуне замене природног гаса обновљивим изворима енергије. Важно је напоменути да ово подударање није ствар природе технологија, већ последица тога што су сва три система димензионисана за исте енергетске циљеве.

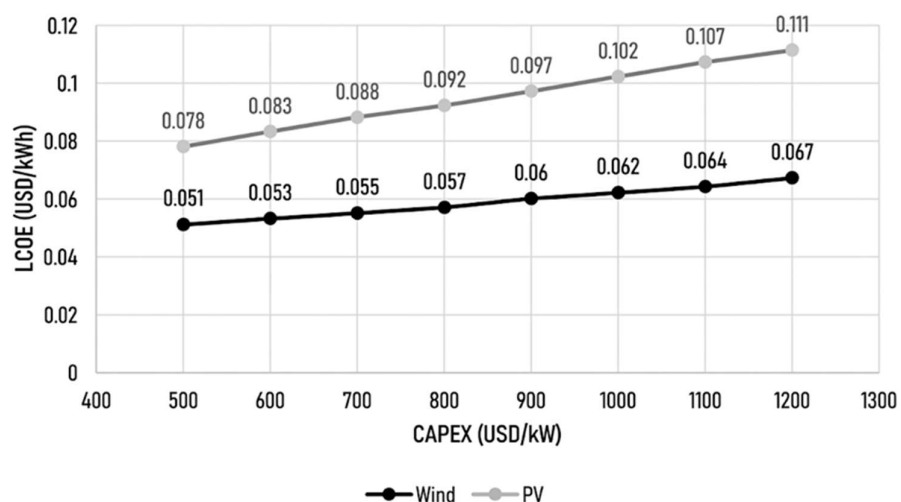
Табела 4.1: Упоредни преглед параметара у анализи могућности примене концентрисане соларне енергије (CSP), фотонапонских система (PV) и ветроенергетског система.

Параметар	CSP	PV	Ветроенергетика
Површина (m ²)	122142	362360	550373
Број јединица	—	181180 панела	272 турбине
LCOE са складиштењем (USD/kWh)	0,165	0,096	0,055
LCOE без складиштења (USD/kWh)	—	0,049	0,032
Оперативно смањење емисије CO ₂ (t/god)	707597	707597	707597
Смањење CO ₂ — LCA (t/ god)	629868	569413	675930
Фактор емисије у животном циклусу (g CO ₂ /kWh)	27	48	11

Када се примени LCA методологија и узму у обзир емисије током целокупног животног века постројења, може се приметити да се ветроенергетика издваја као најефикаснија опција са смањењем од 675930 тона CO₂ годишње, захваљујући најнижем фактору емисије од 11 g CO₂/kWh. Концентрисана соларна енергија остварује годишње смањење емисија од 629868 тона CO₂, док фотонапонски системи бележе знатно нижу вредност од 569413 тона CO₂ годишње. То је првенствено последица вишег фактора емисије фотонапонских система од 48 g CO₂/kWh, који потиче из енергетски захтевног процеса производње панела. Овај резултат потврђује неопходност примене LCA методологије при свеобухватној оцени еколошког учинка обновљивих технологија.

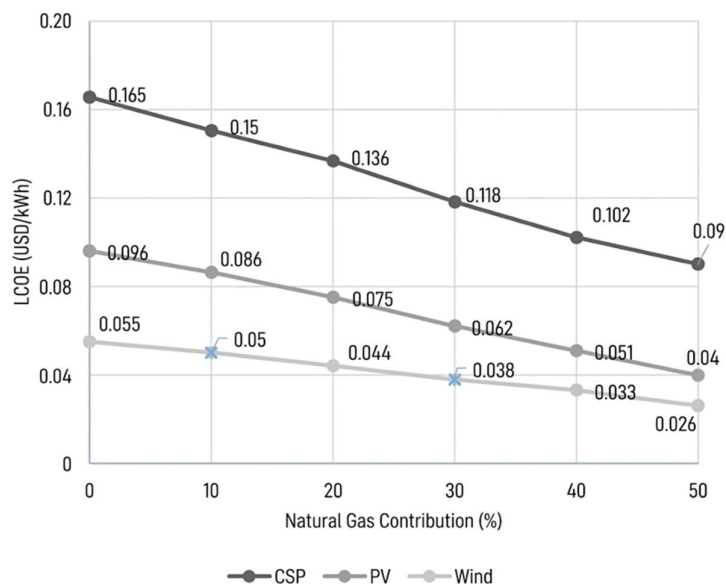
Са економског становишта, ветроенергетика се показује као најисплативија опција са просечним трошковима производње електричне енергије, LCOE, од 0,055 USD/kWh уз примену система за складиштење енергије. Фотонапонски (PV) системи имају веома ниске трошкове производње електричне енергије од 0,049 USD/kWh када раде без складиштења. Међутим, њихов стабилан рад ван сунчаног периода захтева интеграцију батерија, које обезбеђују напајање када нема сунца. Концентрисана соларна енергија CSP, захтева најмању површину земљишта (122142 m²), али има највеће LCOE од 0,165 USD/kWh, што је чини мање погодном за примену осим у случајевима где интеграција термалне енергије пружа значајне оперативне предности.

Анализа осетљивости на капиталне трошкове (CAPEX), приказана на Слици 4.2, показује да када инвестициона улагања расту са 500 на 1200 USD по киловату снаге (USD/kW), просечни трошкови производње електричне енергије (LCOE) ветроенергетике расту са 0,051 USD/kWh на 0,067 USD/kWh. Истовремено, LCOE фотонапонских (PV) система расте са 0,078 USD/kWh на 0,111 USD/kWh. Из ових података је јасно да су фотонапонски системи знатно осетљивији на промене нивоа капиталних трошкова, што потврђује и већа стопа пораста цене произведене струје у односу на ветрогенераторе.



Слика 4.2 Оптимални трошкови постигнути за електрификацију производње челика путем фотонапонских система (PV) и ветроенергије (*Wind*) [97].

Посебно је значајан резултат анализе осетљивости просечних трошкова производње електричне енергије (LCOE) на удео природног гаса у структури примарних извора (Слика 4.3). Подаци показују да повећање удела гаса са 0 % на 50 % доводи до драстичног пада трошкова производње: LCOE за системе концентрисане соларне енергије (CSP) пада са 0,165 на 0,09 USD/kWh, за фотонапонске (PV) системе са 0,096 на 0,04 USD/kWh, док се код ветроенергетике бележи пад са 0,055 на 0,026 USD/kWh.



Слика 4.3 Осетљивост цене природног гаса на просечне трошкове производње електричне енергије (LCOE) за концентрисану соларну енергију (CSP), фотонапонске системе (PV) и ветроенергију (*Wind*) [97].

Приказана студија случаја показује како интегрисани приступ може служити као основа за одлучивање о електрификацији и енергетској транзицији индустријских постројења, што је приступ који је директно примењив у контексту оптимизације процесних система.

Примена LCA методологије (која узима у обзир цео животни циклус постројења) и разлике између емисија у раду и емисија током целог животног века представља важан методолошки увид. Ако се обновљиве технологије процењују само на основу емисија у раду, добија се искривљена слика њиховог стварног еколошког утицаја, зато што оне током рада имају занемарљиве емисије, али њихова производња, транспорт и одлагање захтевају много енергије и материјала, што ствара значајне емисије које се у оперативној анализи потпуно занемарују. Ово је посебно важно када се праве оптимизациони модели који укључују еколошке критеријуме.

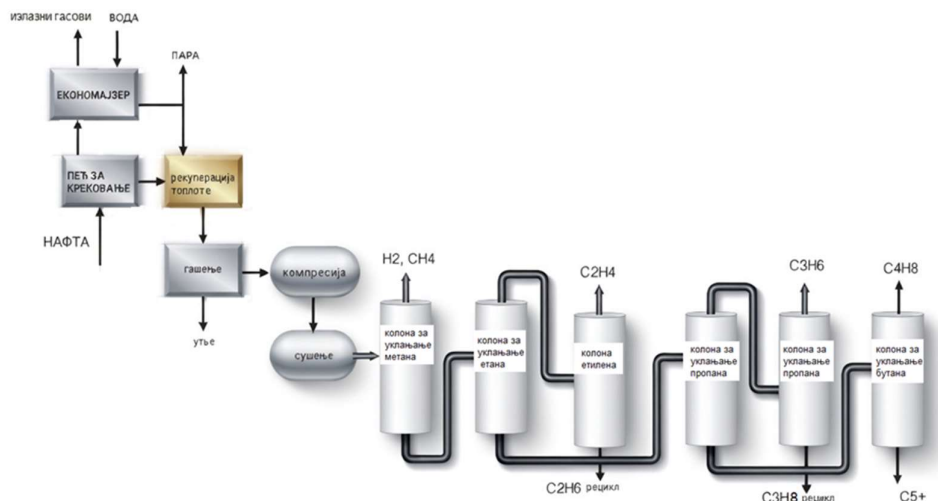
Упоредна анализа просечних трошкова производње електричне енергије (LCOE) са и без складиштења, допуњена испитивањем осетљивости на капиталне издатке (CAPEX) и удео гаса, илуструје како се и у условима неизвесности може приступити оптимизацији енергетске структуре. Иако будуће вредности CAPEX или удела гаса, нису унапред познате могу се проценити њихови могући опсези (рецимо, CAPEX између 500 и 1200 USD/kW, удео гаса од 0 % до 50 %). Анализа осетљивости потом, открива како се LCOE мења унутар тих граница, што омогућава да се понашање система мапира за све реалне вредности непознатих параметара. Тај методолошки приступ у потпуности важи и за оптимизацију процесних постројења.

Чињеница да студија случаја обухвата постројење са изузетно интензивним и специфичним енергетским захтевима (велика снага, континуирана потреба за паром) чини га репрезентативним примером за испитивање граница и могућности електрификације у индустрији.

4.2 Фабрика етилена: анализа перформанси система паре (систем вишестепених компресора повезаних на парне турбине, SDMSCS)

4.2.1 Опис система и дефиниција проблема

Постројење за производњу етилена (Слика 4.4) у оквиру фирме Петрохемија, Панчево изграђено крајем 1980-их година по лиценци компаније *Stone and Webster Engineering Co.*, и представља кључни производни капацитет за добијање основних сировина у петрохемијској индустрији. Фабрика етилена производи широк спектар производа, укључујући годишње 200 000 тона етилена и 85000 тона пропилена, који се даље користе за производњу полимера, смола и других хемикалија.



Слика 4.4 Шематски приказ фабрике етилена

Пројекат постројења за хидрогенацију пиролизитичког бензина је извео *Institut Français Du Pétrole* (Француска). Производни процес фабрике етилена се састоји из следећих секција: пиролизитичког крекинга, конкретно пиролизитичких пећи; примарне фракционације; компресије и прања крек-гаса; хладне фракционације; топле фракционације; хидрогенације пиролизитичког бензина. Поред тога, постројење располаже складишним резервоарима и помоћним енергетским, расхладним и системима за процесне флуиде. Полазна сировина у процесу добијања етилена је примарни (сирови) бензин (енг. *heavy straight-run naphtha*), један од производа атмосферске дестилације сирове нафте.

Сировина (примарни бензин) се разблажује воденом паром и подвргава крековању тј. разлагању молекула угљоводоника на мање реактивне јединице (слободне радикале) који се рекомбинују у нове молекуле у зависности од услова реакције. Ова термичка реакција се одиграва на високим температурама изнад $800\text{ }^{\circ}\text{C}$, при чему више температуре у пећима повећавају удео лакших угљоводоника (мање од 5 C атома). Реакција се завршава наглим хлађењем (квенчовањем) излазне смеше (крек-гаса) у размењивачима топлоте, а затим се, пре упућивања на примарну фракционацију, излазна смеша додатно хлади, при чему се добија и пара високог притиска која се може користити као енергент.

Након наглог хлађења излазне смеше, у осталим секцијама фабрике следи низ одвајања тежих и лакших угљоводоника од главних производа, као и уклањање воде, киселих гасова и других производа реакције који штетно могу утицати на квалитет основног производа и нарочито на квалитет и принос етиленских деривата.

Кључни део постројења који снабдева топлотом и електричном енергијом фабрику етилена је систем за дистрибуцију паре. Генератори паре и турбине чине језгро овог система, претварајући енергију из фосилних горива у пару, која се затим користи за производњу механичке снаге и топлоте кроз разводнике паре на нижим притисцима. Код операција овог обима, трошкови и емисија CO_2 су знатни. Упркос чињеници да је постројење током експлоатације претрпело неколико измена, већина прелиминарних студија управљања енергијом указује да оно и даље функционише са ниском енергетском ефикасношћу. Управо у циљу решавања оваквих енергетских изазова, истраживање се фокусира на критичне компоненте, системе вишестепених компресора покренуте парним турбинама (енг. *Steam*

Turbine Driven Multistage Compressor System, SDMSCS). Ови системи користе енергију паре за погон центрифугалних компресора и имају кључну улогу у процесу компресије гасова. Међутим, вишестепени компресори повезани на парне турбине представљају један од главних извора неефикасности у парном систему. Услед постепене деградације временом и велике потрошње енергије, они чине значајан извор енергетских губитака. Неефикасно коришћење паре у оваквим системима директно доприноси повећаним енергетским губицима, што за последицу има значајне економске губитке и већи негативан утицај на животну средину.

4.2.2. Методологија и процедура за процену перформанси

У систему SDMSCS, произведена пара се усмерава на турбину са повратним притиском, која производи механички рад и пару, делимично охлађену односно пару са нижом вредности енергије. Добијени механички рад се користи за покретање осовине, која покреће степену центрифугалног компресора. Гас улази у први степен компресије а потом се на излазу меша са гасом који се рециклира из другог степена компресије. Пре рециклирања, део гаса из другог степена се хлади и шири да би се ускладио са притиском гаса који излази из првог степена.

Иако је SDMSCS компактан систем, математичко моделовање подразумева разлагање система на основне компоненте: 1) парну турбину која преноси рад на степену компресора преко осовине, 2) степену компресора, и 3) део за хлађење. Поред ових основних елемената, SDMSCS може садржати и рецикле, разделнике и мешаче. За тачну процену компресибилности, енталпије и ентропије струја, користе се термодинамички модели својстава (TPM). Математички модел SDMSCS-а је изграђен помоћу блокова моделовања (скупове једначина) који обухватају и опрему и моделе термодинамичких својстава. Ови блокови укључују: 1) својства струје, 2) степену парне турбине, 3) степену компресора, 4) индиректно хлађење, 5) степену рециклирања, и 6) мешаче/разделнике. Једначине које су коришћене за моделовање ових индивидуалних блокова су дате у поглављу 3.2.5 Моделу уређаја у систему енергане.

У поглављу 3.2.5.7 Парна турбина је описана једначинама од (3.19) до (3.22). Према препоруци Mavromatis-а и Kokossis-а [79,80], рад на осовини који генерише парна турбина, зависи од промене енталпије током изентропског процеса, масеног протока паре као и константи специфичних за турбину A и B . Промена енталпије за изентропски процес процењује се помоћу једначине (3.20), а стварни рад добијен из паре једначином (3.21). Енталпија паре на излазу може се израчунати применом једначине (3.22).

Једначинама од (3.29) до (3.36) дефинисан је модел степена компресора. Примарни оперативни параметри који се користе за поређење пројектних и стварних перформанси компресора су запремински проток на улазу и брзина обртања осовине компресора. Запремински проток на улазу се процењује помоћу релације (3.29), где се фактор стишљивости на улазу (Z_{in}) одређује кроз моделе термодинамичких својстава (TPM). Политропска снага (H_{poly}) израчунава се помоћу релације (3.30) која потиче из литературе [83]. Изједначавањем политропске снаге за пројектни и стварни случај, однос притисака се може одредити помоћу једначине (3.31). Рад осовине потребан за пројектоване и нове оперативне услове дефинисан је релацијом (3.32). Како су политропске снаге једнаке, могуће је успоставити везу између стварне и пројектоване снаге на осовини. Средњи политропски експонент (n_{avg}), политропска ефикасност (η_{poly}) и средњи адијабатски експонент (k_{avg}) међусобно су повезани релацијом (3.34), где се k_{avg} процењује на основу TPM-а. Веза између политропске ефикасности, притиска и температуре на улазу и излазу дата је једначином (3.36).

Модел размењивача топлоте описан је једначинама од (3.40) до (3.42). Процес флеш сепарације, је моделован коришћењем Rachford-Rice алгоритма [83] и приказан једначинама од (3.43) до (3.46).

Поступак моделовања система вишестепених компресора повезаних на парне турбине (SDMSCS) у анализи и оптимизацији перформанси система се фокусира на кључне оперативне аспекте SDMSCS-а, као што су генерисање паре, степен компресије и пренос енергије кроз систем. Алгоритми моделовања, приказани на Сликама од 4.5 до 4.7, представљају процес који обухвата сложене интеракције између парних турбина и сваког појединачног степена компресије.

Неопходна експериментална мерења у постројењу у циљу моделовања се односе на:

- масене протоке,
- притиске на улазу и излазу за сваки степен турбине,
- температуре на улазу и излазу за сваки степен турбине,
- брзину ротације (RPM).

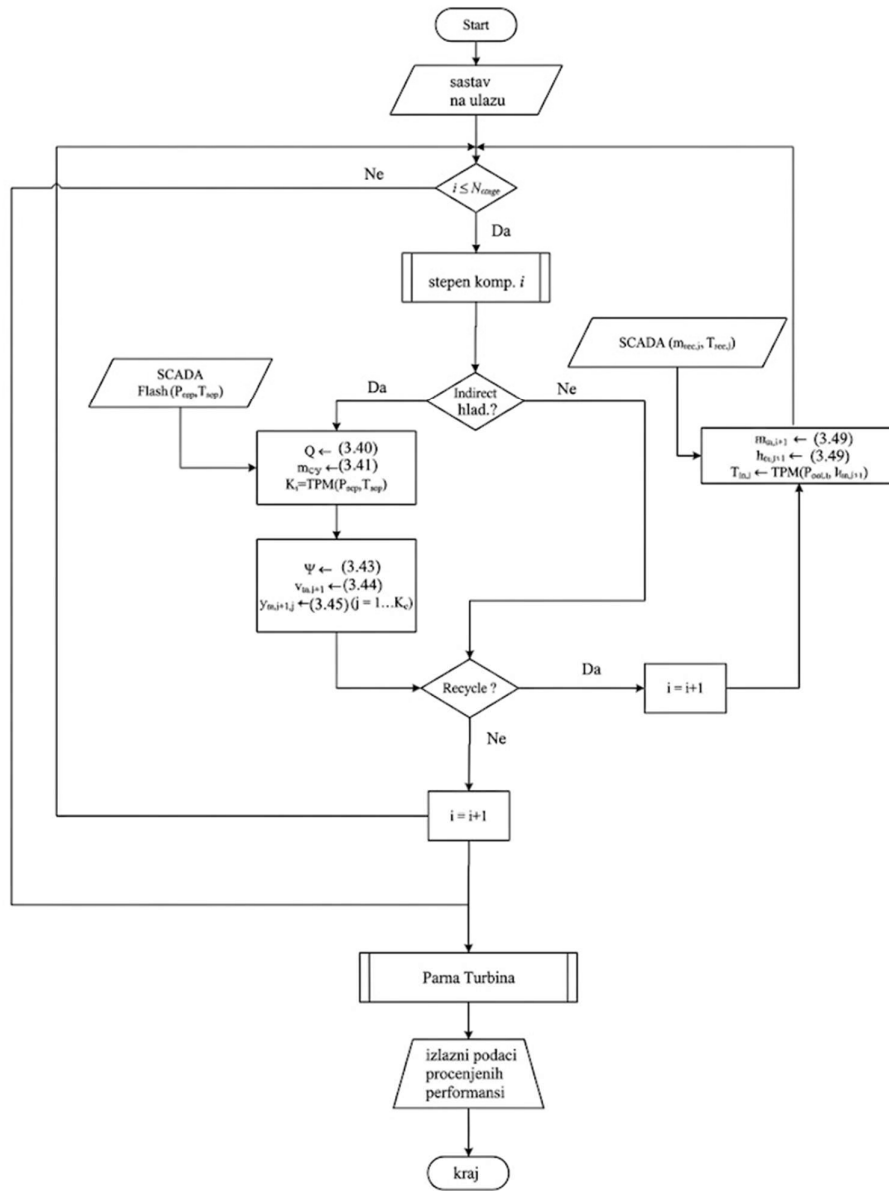
За део компресора, потребно је измерити:

- протоке масе на улазу у први степен компресорског система,
- протоке масе на улазу у рецикл,
- притиске на улазу и излазу из сваког степена компресије и
- температуре на улазу и излазу из сваког степена компресије.

Слика 4.5 приказује алгоритам за процену политропске ефикасности степена компресора, као и количине енергије коју апсорбује компримовани флуид и снага осовине.

Алгоритам за процену перформанси компресорског система започиње прикупљањем података за улазне притиске, температуре и саставе степена компресије, од произвођача. Такође, неопходно је набавити криве перформанси за сваки степен компресора, где су стварни запремински проток и брзина ротације осовине независне променљиве, а излазни притисак и снага на осовини (енг. *brake horsepower* - BHP) зависно променљиве. Следећи корак у алгоритму је прикупљање стварних оперативних података из система *Supervisory Control And Data Acquisition* (SCADA) [98], као што су улазни масени проток, улазни притисак, температура и брзина ротације осовине. Поред тога, састав на улазу у први степен компресора процењује се гасном хроматографијом, док се за остале степене састав процењује помоћу модела термодинамичких својстава (TRM).

Након прикупљања података, следећи корак је израчунавање фактора стишљивости коришћењем термодинамичких модела својстава (TRM) за реалне оперативне податке и стварни запремински проток. Прво се бира пројектни случај и израчунавају излазни притисак и снага на осовини за стварни запремински проток и брзину обртања осовине коришћењем компресорских кривих. Енталпија на улазу се рачуна из улазних радних услова помоћу TRM-а. Коришћењем израчунате вредности снаге на осовини и пројектоване механичке ефикасности, израчунава се енталпија на излазу. Ова енталпија се користи за израчунавање излазне температуре, средње вредности фактора k , политропске ефикасности и енергије коју апсорбује гас.



Слика 4.5 Алгоритам за процену перформанси степена компресије.

На основу реалних оперативних података и TPM-а, у следећој итерацији израчунавају се енталпије на улазу и излазу као и k -фактор. Политропски експонент η_{avg}^N (словна ознака N се односи на нове, оперативне услове а D на пројектоване услове) се одређује помоћу једначине (3.31), док се политропска ефикасност процењује помоћу једначине (3.34). Једначина (3.31) је представљена као нелинеарна једначина, а политропски експонент η_{avg}^N за нове услове се може одредити коришћењем задатих пројектованих параметара и експериментално добијеног односа притисака $\left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right)_N$. Из једначине (3.34) (на страни 57) политропска ефикасност се одређује коришћењем вредности политропског експонента и познате вредности k_{avg} . Стварна механичка снага на осовини и механичка ефикасност одређују се из једначина (3.32б) и (3.35), редом. Након тога изводи се поређење стварне и пројектоване политропске ефикасности, као и пројектоване и стварне енергије апсорбоване од стране гаса.

Параметар $\eta_{poly,i}^N$ код степена компресора и његово поређење са пројектованим величинама омогућава темељну процену одступања између тренутног излазног притиска и оног који би требало да се постигне. Поред тога, процена снаге $W_{BHP,i}^N$ и поређење са пројектованим вредностима даје информације о томе у којој мери је тренутни процес ефикасан. Из односа рада W_i^N који гас апсорбује у степену компресије, а који се процењује на основу података из постројења и $W_{BHP,i}^N$ може се одредити тренутна вредност ефикасности $\eta_{mech,i}^N$. Поређењем са величином $\eta_{mech,i}^D$ утврђују се губици повезани са преносом механичког рада.

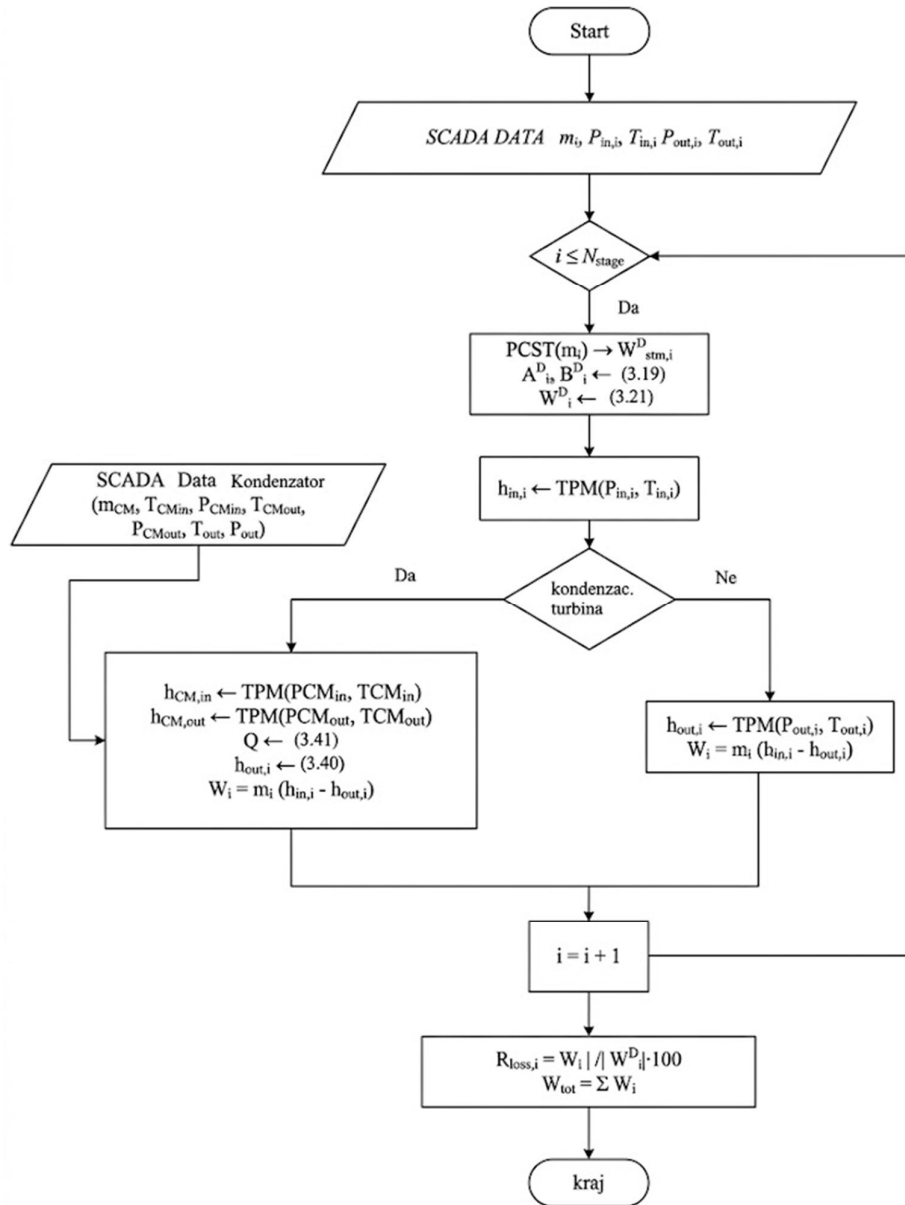
На сличан начин као и за степен компресора, Слика 4.6 приказује алгоритам који се користи за процену параметара перформанси парне турбине.

Алгоритам за процену перформанси приказан на Слици 4.6 почиње прикупљањем реалних оперативних података за сваки степен парне турбине из SCADA система, као што су масени проток, притисак и температура на улазу и излазу. Снага на осовини се може проценити као функција масеног протока за сваки степен турбине коришћењем кривих перформанси турбине. Помоћу једначине (3.19) процењују се параметри степена турбине A_i и B_i . Следећи корак је процена енергије добијена из паре степена турбине у складу са пројектованим вредностима, као и процена енталпије на улазу коришћењем ТРМ-а за улазни притисак и температуру.

Уколико турбина није кондензациона, енталпија на излазу за стварне радне услове процењује се помоћу ТРМ-а, као и енергија добијена из паре. У случају кондензационе турбине, енталпија на излазу се процењује индиректно. Потребно је прикупити оперативне податке кондензатора, као што су: масени проток, притисак и температура расхладног флуида на улазу и излазу из размењивача топлоте. Енталпије расхладног флуида на улазу и излазу се процењују помоћу ТРМ-а. Једначина (3.41) се користи за процену количине топлоте коју апсорбује расхладни флуид а једначина (3.40) за прорачун енталпије паре на излазу из степена турбине. Следећи корак је процена енергије која је добијена из паре.

Параметар перформанси, $R_{loss,i}$, квантификује губитак рада у поређењу са радом предвиђеним пројектованим вредностима. Овај губитак је директно повезан са термодинамичком ефикасношћу процеса. W_{tot} представља количину рада пренесеног из паре. Механичка ефикасност турбине $\eta_{mech,i}^T$ процењује се као однос $\frac{\Sigma W_i^N}{W_{tot}}$, где је ΣW_i^N сума стварног (новог) рада који је генерисан у свим појединачним степенима парне турбине.

Пратећи алгоритам приказан на Слици 4.7, перформансе сваке јединице SDMSCS-а се одређују прорачуном ефикасности и оценом потрошње енергије, уз одређивање одступања од очекиваних перформанси. Процедура започиње добијањем састава улазног гаса. Параметри перформанси за први степен компресора се израчунавају и пореде са пројектованим вредностима. Уколико је између претходног и следећег степена успостављено директно хлађење, SCADA систем прикупља податке о масеном протоку и температури струје директног хлађења. Једначина (3.49) и ТРМ се користе за одређивање температуре и масеног протока за следећи степен компресора, а ова процедура се понавља. За случај индиректног хлађења прикупљају се подаци о температури и притиску за размењивач топлоте. ТРМ приступ користи брзе прорачуне за процену састава гаса.



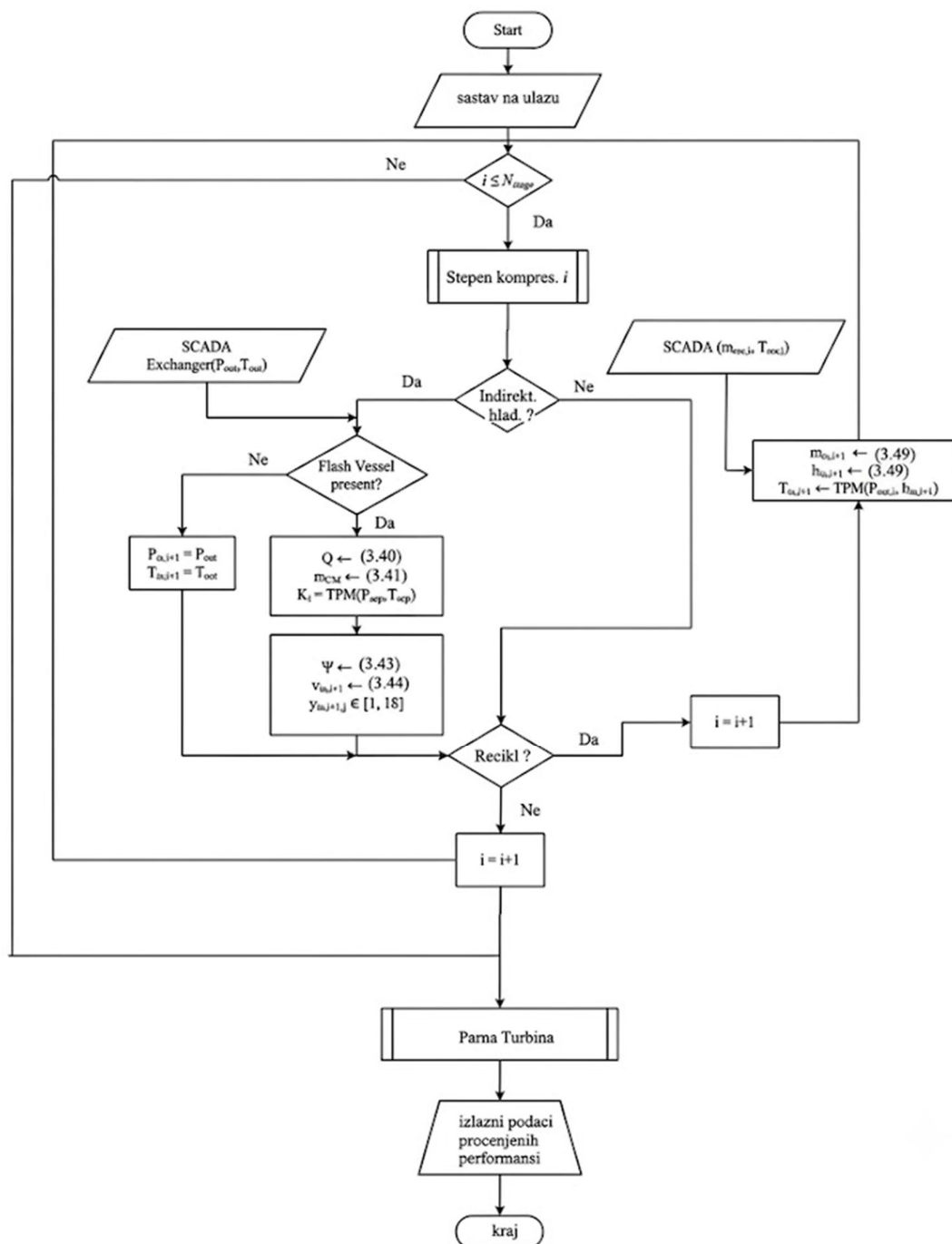
Слика 4.6 Алгоритам процене перформанси парне турбине.

Могућност примене развијеног приступа анализирана је кроз рад три SDMSCS система који се користе у постројењу за производњу етилена. За потребе прикупљања података спроведени су индустријски експерименти и подаци преузети из SCADA система. Такође, анализирани су оперативни параметри, укључујући састав рециклираног гаса, који је одређен применом методе UOP 539 [99].

Подаци о перформансама SDMSCS система, које обично достављају произвођачи, често нису довољно прецизни због одступања од пројектних оперативних параметара и пада перформанси током времена. Због тога је од суштинског значаја прецизно предвиђање и анализа рада компресора у условима променљивих оперативних параметара. У том циљу, спроведена су опсежна експериментална испитивања при различитим оперативним условима, уз контролу

реалних запреминских протока и брзина обртања осовине. Валидација је изведена поређењем симулираних вредности са стварним мерењима. Предложени модел омогућава процену ефикасности SDMSCS система и оцену одступања перформанси од пројектованих спецификација. Анализом ових фактора одређују се губици у потрошњи енергије. Разматрани случајеви компресорских система разликују се према броју степена у свакој јединици. Систем компресора за крековани гас се састоји од четири степена, систем компресора за пропилен ради са три, а систем компресора за етилен обухвата два степена.

Што се тиче међустепеног хлађења, компресор за крековани гас користи индиректно хлађење између степена компресије, док компресори за пропилен и етилен користе рециклирани гас за међустепено хлађење. Модел процењује енергију турбине добијену из паре, као и коефицијент модела *A*, поред механичке ефикасности, и упоређује их са пројектованим вредностима. Поред тога, одређује се енергија пренесена на гас у сваком степену компресора, као и снага на осовини (BHP), политропска ефикасност и механичка ефикасност. Процедура је имплементирана коришћењем програмског језика Python. Модели термодинамичких својстава Soave-Redlich-Kwong [100] (за компримовани гас) и IAPWS-97 (пара/вода) [75] су коришћени у свим анализама компресорских система и имплементирани у нумеричку процедуру помоћу библиотеке *Thermo* [101] за извођење TRM прорачуна. Криве компресора су одређене применом вишеструке линеарне регресије са пакетом *NumPy* [76]. За решавање нелинеарне једначине коришћен је пакет *SciPy* [76].

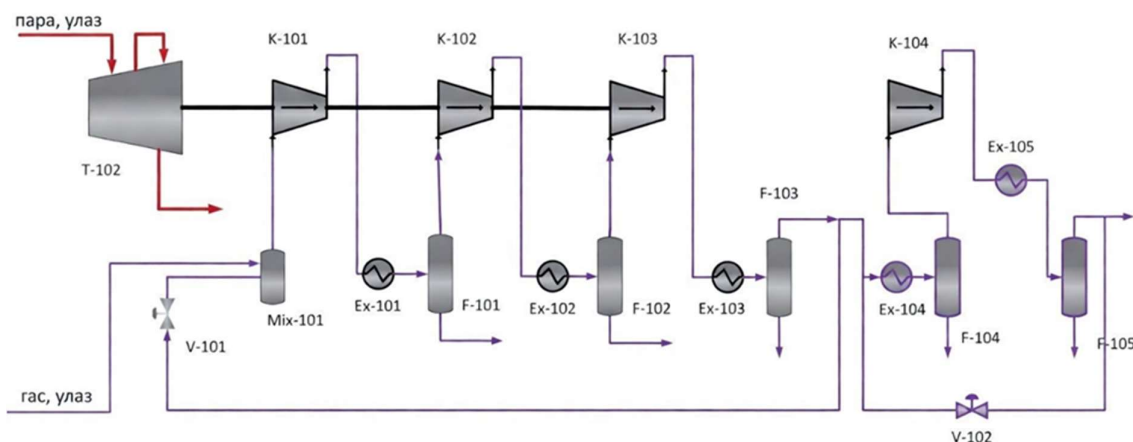


Слика 4.7 Алгоритам за процену перформанси SDMSCS.

4.2.3. Анализа специфичних компресорских система

4.2.3.1 Крек-гас компресорски систем

Прва студија случаја обухвата систем компресора за крековани гас у постројењу за производњу етилена. Овај систем је одабран као примарни предмет анализе јер представља најсложенију и енергетски најзахтевнију јединицу унутар процеса, чија ефикасност директно утиче на укупне оперативне трошкове и угљенични отисак постројења. Систем се састоји од екстракционе парне турбине која служи као погонска јединица за четворостепени центрифугални компресор (Слика 4.8). Парна турбина је специфично дизајнирана и подељена у две секције: прва секција генерише механички рад на осовини и струју паре средњег притиска, која се делом усмерава ка парном воду за потребе процеса. Друга секција користи преосталу пару за генерисање додатног рада на осовини, при чему на излазу производи влажну пару.



Слика 4.8: Шематски приказ система вишестепеног компресора са парном турбином за крековани гас.

Унутар компресорског дела, процес је карактерисан сложеним масеним билансима и фазним трансформацијама. Крековани гас се пре уласка у први степен меша са рециклом из трећег степена компресије. Гас пролази кроз четири фазе компресије, при чему се након сваког степена примењује индиректно међуфазно хлађење у размењивачима топлоте, након чега следи сепарација кондензата у *flash* посудама. Излазни ток из трећег степена се дели на рецикл и ток ка четвртом степену, док се и финални ток из четвртог степена, након хлађења, раздваја на рецикл и готов производ.

Примена развијеног детерминистичког модела на овај специфичан систем је неопходна јер су компресорски системи у петрохемијској индустрији идентификовани као главни извори енергетске неефикасности. С обзиром на то да перформансе опреме током времена опадају услед механичке и термодинамичке деградације, фабричке криве произвођача често не пружају реалну слику стања. Анализа овог система по појединачним степенима омогућава прецизно лоцирање губитака енергије, процену степена деградације турбине и компресора, те постављање основе за потенцијалну оптимизацију и уштеде у погону.

У сврху анализе, изведен је индустријски експеримент подешавањем улазног запреминског протока између вредности прекомерног напона и максималног капацитета компресора, док је брзина ротације одржавана константном на 100 %. Улазне температуре и притисци код првог степена компресије су подешене на пројектне спецификације. Утврђено је да постоји одступање вредности моларне масе за 0,27 % од вредности која је предвиђена пројектом. Применом алгоритма који је приказан на Слици 4.5, резултати су представљени у Табелама 4.2 и 4.3. Табела 4.2 представља политропске ефикасности за нове и пројектоване оперативне параметре, заједно са одступањима у раду осовине.

Вредности политропске ефикасности добијене моделом и пројектоване вредности, као и одступања процене модела за снагу осовине (ВНР) од пројектованих вредности, при брзини ротације $N=100$ % за различите протоке (ACFM) дате су у Табели 4.2. Разлике између политропске ефикасности преко модела и пројектованих вредности, за сва четири степена компресије, крећу се од 1,6 % до 20 %.

Најмања одступања између политропске ефикасности добијене моделом и пројектних вредности су за први и четврти степен компресије (у просеку 8 %), а највећа за трећи степен (у просеку 14,7 %). Одступања снаге осовине процењене предложеним моделом од пројектованих вредности, изражене као $\frac{|\Delta \text{ВНР}|}{\text{ВНР}^D} \cdot 100$ (%), разликују се за сва четири степена компресије крекованог гаса, са просечним одступањем 24,8 %, при чему трећи степен највише одступа од пројектних вредности ВНР-а.

Табела 4.2: Вредности политропске ефикасности добијене моделом, η^N , и пројектоване вредности, η^D , за систем компресора крекованог гаса, заједно са одступањем процене модела снаге осовине (ВНР) од пројектованих вредности за различите степене, где је брзина ротације 100 % за различите запреминске протоке.

Однос запреминских протока (%); $\left(\frac{\text{ACFM}}{\text{ACFM}_{\max}}\right)$	Пројектована политропска ефикасност, (%); η^D	Политропска ефикасност добијена моделом, (%); η^N	$\frac{ \Delta \text{ВНР} }{\text{ВНР}^D} \cdot 100$ (%)
степен 1			
71,4	77,5	69,7	11,1
76,2	79,1	69,8	13,3
81,0	78,7	71,4	10,3
85,7	78,5	70,1	10,7
90,5	75,6	67,6	11,9
95,2	75	66	12,8
100	68	60,8	12,1
степен 2			
66,3	72,4	60,2	20,2
81,6	71,4	60	19,1
84,1	70,4	59,9	17,5
89,1	67,9	58,2	16,7

Однос запреминских протока (%); $\left(\frac{ACFM}{ACFM_{max}}\right)$	Пројектована политропска ефикасност, (%); η^D	Политропска ефикасност добијена моделом, (%); η^N	$\frac{ \Delta BHP }{BHP^D} \cdot 100$ (%)
96,5	60	52,9	13,6
степен 3			
61,7	74,4	54,2	37,2
67,9	76,9	57,6	33,6
80,2	77,9	61,1	27,4
88,0	76,5	63,7	20,1
92,6	75,3	64,2	17,3
98,7	68,8	60,7	13,3
степен 4			
58,3	65,4	54,1	20,8
59,8	66,2	54,5	21,5
70,6	68,4	58,3	17,2
86,0	68,2	63,4	7,5
92,4	63	61,4	2,6

Као што је раније поменуто, екстракциона турбина се састоји из два дела. Први део турбине је моделован као турбина са противпритиском, док је други као кондензациона турбина. Експериментални подаци неопходни за процену рада турбине су: масени проток, улазни и излазни притисци и температуре за сваки степен турбине. Осим тога, за процену вредности енталпије влаге која се јавља из другог степена турбине потребни су подаци о протоку и температурама расхладне воде, као и температури кондензата. Табела 4.3 представља пројектоване вредности параметара A и B , заједно са ново процењеном вредношћу параметра A .

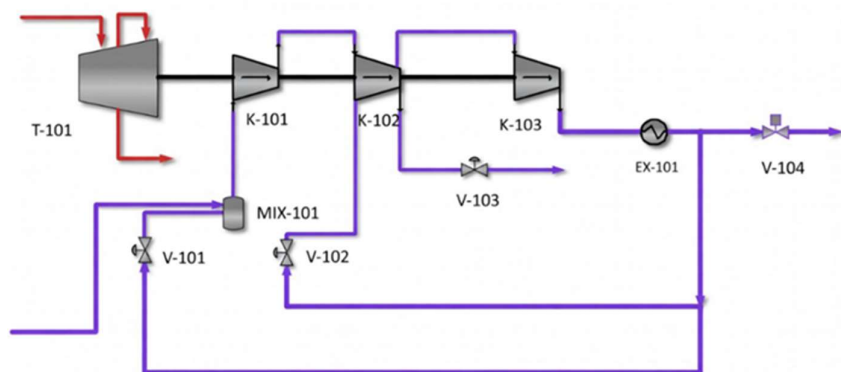
Табела 4.3: Пројектоване вредности параметара A и B ; нова, процењена вредности параметра A за систем компресора крекованог гаса

Степен турбине	Турбина са противпритиском	Кондензациона турбина
Пројектована вредност параметра		
A	0,783	0,81
B (kW)	954	1247
Нова процењена вредност параметра		
A	0,69	0,75

Процењене вредности коефицијента A при тренутним радним условима, су значајно ниже, што указује на деградацију рада турбине. Поред тога, када се упореде процењене, просечне вредности механичке ефикасности од 92,4 % са вредношћу која је прописана пројектом од 97 %, долази се до истог закључка.

4.2.3.2. Компресорски систем пропилена

Друга студија случаја односи се на компресорски систем пропиела приказан на Слици 4.9.



Слика 4.9 Шематски приказ компресорског система пропилена.

Систем пропилена се састоји од турбине за екстракцију и тростепеног компресора. Екстракциона турбина генерише рад на осовини за рад компресора, као и пару средњег притиска. Као у претходној студији случаја, парна турбина се састоји из два дела. Први део генерише рад на осовини и пару средњег притиска. Део паре средњег притиска се усмерава на цевовод паре средњег притиска, док је остатак усмерен на другу секцију постројења који генерише рад на осовини и влажну пару.

Пре него што уђе у први степен компресије, пропилен се меша са рециклом из трећег степена компресије. Смеша се компримује кроз три степена компресорског система. Након првог степена, гас се хлади помоћу гаса из рецикла из трећег степена. Део гаса из другог степена компресије се усмерава на процесне протоке, док се остатак усмерава на трећи степен компресије. Гас који излази из трећег степена се дели на рецикл и проток са производом. Као у претходном случају, изведен је индустријски експеримент са променом улазног запреминског протока између вредности прекомерног напона и максималног капацитета компресора, док је брзина ротације одржавана константном на 100 %. Улазне температуре и притисци код првог степена компресије су подешене на пројектне спецификације. Резултати добијени алгоритмом који је приказан на Слици 4.5, су приказани у Табелама 4.4 и 4.5.

Табела 4.4 приказује политропске ефикасности добијене моделом и пројектоване вредности за систем компресора пропилена, заједно са одступањем модела за снагу осовине од пројектоване вредности за различите степене компресије, при брзини ротације 100 %, за различите запреминске протоке. Прегледом података у Табели 4.4 за три степена компресије пропилена

може се уочити да су просечне разлике између политропске ефикасности одређене моделом и пројектом : 1,7 % за први степен, 1,4 % за други степен и 4 % за трећи степен. Политропска ефикасност израчуната моделом превазилази пројектовану вредност при већим протоцима, посебно у другом и трећем степену. Ефикасност овог система је генерално већа од ефикасности система компресора за крековани гас. Механичка ефикасност утврђена за овај систем износи 94,7 %, што је ниже од пројектом прописаних 97 %.

Табела 4.4: Вредности политропске ефикасности добијене моделом и пројектом за пропилен, као и девијација процене модела ВНР (рад на осовини) од пројектованих вредности за различите степене, при чему је брзина ротације 100 % за различите запреминске протоке.

Однос запреминских протока (%); $\left(\frac{ACFM}{ACFM_{max}}\right)$	Пројектована политропска ефикасност, (%); η^D	Политропска ефикасност добијена моделом, (%); η^N	$\frac{ \Delta ВНР }{ВНР^D} \cdot 100$ (%)
степен 1			
71,4	77,8	75,3	3,4
74,3	77,6	77,6	2,0
80,0	79,75	77,2	3,3
85,7	78,9	77,3	2,2
91,4	78,3	76,7	2,6
97,1	74,5	72,6	2,7
100	70	68	2,5
степен 2			
71,4	75,8	74,6	1,6
79,0	76	74,7	1,8
86,5	75,5	74,7	1,1
94	74,4	75,8	1,8
97,7	70,3	72,6	3,1
степен 3			
66,7	71,4	64,5	10,7
76,2	73,1	67,8	7,8
85,7	74	72,5	2,0
95,2	68,6	71,3	3,7
100	64,6	68	5,0

Приступ моделовању је идентичан приступу из претходне студије случаја, те тако Табела 4.5 приказује пројектоване вредности параметара A и B , као и ново процењене вредности параметра A .

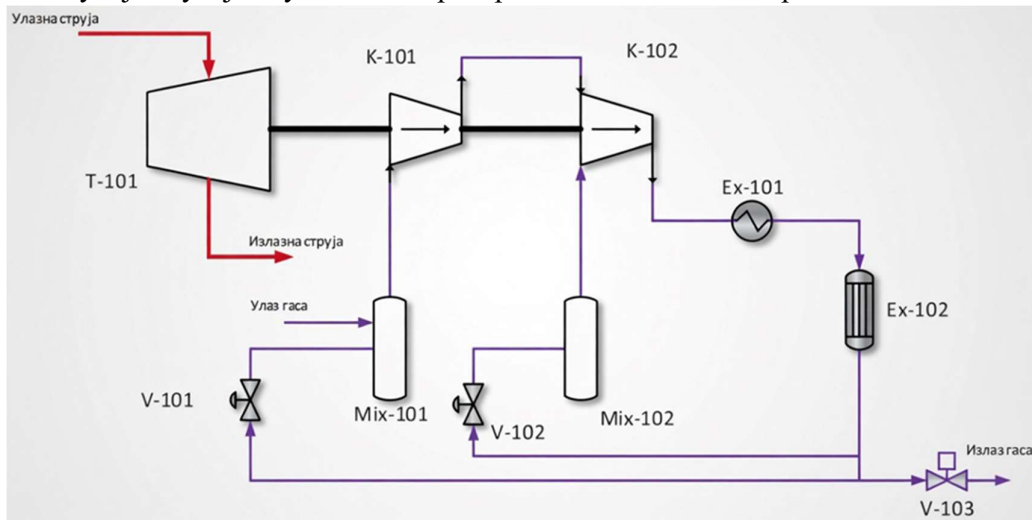
Табела 4.5: Пројектоване вредности параметара A и B ; нова процењена вредност параметра A за пропиленски компресор.

Степен турбине	Турбина са противпритиском	Кондензациона турбина
Пројектована вредност параметра		
A	0,795	0,775
B (kW)	1502	685
Нова процењена вредност параметра		
A	0,763	0,745

Процењене вредности коефицијента A при реалним оперативним условима су нешто ниже, што указује на то да је деградација рада турбине релативно ниска. Штавише, упоређујући просечне вредности механичке ефикасности од 95,4 % са вредношћу прописаном пројектом од 97 %, долази се до истог закључка.

4.2.3.3. Компресорски систем етилена

Трећа студија случаја обухвата компресорски систем етилена приказан на Слици 4.10.



Слика 4.10 Компресорски систем етилена

Систем се састоји од турбине са повратним притиском и двостепеног компресора. Турбина са повратним притиском генерише рад на осовини за погон компресора, као и пару средњег притиска. Пре него што уђе у први степен компресорског система, етилен се меша са рециклом из другог степена компресије. Смеша се компримује кроз три степена. Након првог степена, гас се хлади гасом из рецикла који потиче из другог степена.

Табела 4.6 приказује политропске ефикасности добијене моделом и пројектоване вредности за систем компресора етилена, заједно са одступањем модела за снагу осовине од пројектоване вредности за различите степене компресије, при брзини ротације 100 %, за различите запреминске протоке (применом алгоритма приказаног на Слици 4.5). Разлике у политропској ефикасности између модела и пројекта у просеку се крећу од 3 % за други степен до 6 % за први степен компресије. Механичка ефикасност за улазни масени проток је висока и износи 95 % према процени модела.

Табела 4.6: Вредности политропске ефикасности добијене моделом и пројектом за систем компресора етилена, као и одступања процене модела ВНР (рад на осовини) од пројектованих вредности за различите степене, при чему је ротациона брзина 100 % за различите запреминске протоке.

Однос запреминских протока (%); $(\frac{ACFM}{ACFM_{max}})$	Пројектована политропска ефикасност, (%); η^D	Политропска ефикасност добијена моделом, (%); η^N	$\frac{ \Delta ВНР }{ВНР^D} \cdot 100$ (%)
степен 1			
72,7	72	66	8,8
77,3	73,3	66,2	10,7
81,8	74,3	67	10,0
86,4	73,2	67,1	9,0
90,9	71,9	66	8,9
95,5	70	63,9	9,5
97,7	63,9	59	7,5
степен 2			
69,1	69	67,3	5,5
75,5	68,8	68,1	9,5
81,8	70,4	67,8	6,5
88,0	68,9	70,4	2,8
94,3	65,7	70,6	4,7
97,4	62,8	68,6	8,4

Приступ моделовању је идентичан приступу коришћеном у претходним студијама случаја. Табела 4.7 показује пројектоване вредности параметара A и B , као и ново процењене вредности параметра A .

Tabela 4.7: Пројектоване вредности параметара A и B ; нова процењена вредност параметра A за систем компресора етилена.

Степен турбине	Турбина са противпритиском
Пројектована вредност параметра	
A	0,72
B (kW)	260
Нова процењена вредност параметра	
A	0,69

Процењене вредности параметра A при реалним, оперативним условима су нешто ниже, у односу на пројектоване вредности, што указује на то да је деградација рада турбине релативно ниска. Штавише, упоређујући просечне вредности механичке ефикасности од 96,2 % са вредношћу прописаном пројектом од 97 %, долази се до истог закључка.

4.3. Примена MILP модела у електрификацији система паре

Претходна детаљна анализа перформанси SDMSCS система указала је на то да су компресорски системи и њихове погонске турбине примарни извори енергетске неефикасности унутар постројења етилена. Идентификована одступања од пројектних параметара (која код система за крековани гас достижу и до 37 %) утичу на специфичну потрошњу енергије и угљенични отисак целокупног процеса. Како би се ови губици смањили, у овом поглављу фокус је на оптимизацији целокупне енергетике. Полазећи од конфигурације система и суперструктуре детаљно описане у поглављу 3.3 „Приказ индустријске енергетике“ (видети Сliku 3.1), примењује се модел Мешовитог целобројног линеарног програмирања (MILP). Избор MILP формулације је кључан јер овај математички алат омогућује истовремено доношење: а) дискретних одлука, о активацији или искључењу специфичне опреме (нпр. замена конвенционалних котлова електричним или увођење нових турбо-генератора) путем бинарних променљивих, б) континуалних одлука, о расподели масених и енергетских протока паре кроз постојеће парне воде (SHR, HP, MP и LP) ради постизања глобалног оптимума у оквиру постављеног математичког модела.

Циљ ове анализе је да се, коришћењем развијеног MILP модела, одреди најповољнија структура постројења која усклађује инвестициона улагања (CAPEX) и оперативне трошкове (OPEX), уз истовремено радикално смањење директних емисија CO₂. Кроз студију случаја на реалном етиленском постројењу (*Stone and Webster* лиценца), модел тестира осетљивост

система на флуктуације цена електричне енергије и такси на емисију угљеника, нудећи *Pareto* скуп решења који служи као основа за доношење инвестиционих одлука у прелазним фазама ка нулој емисији.

Конфигурација разматраног парног система у производњи етилена у оквиру ХИП Петрохемије обухвата кључне компоненте као што су: котлови за искоришћење топлоте (HRSG), конвенционални котлови (B), прегрејачи (SH), екстракционе турбине и турбине са повратним притиском (RT), редукциони вентили (RV), више водова паре, размењивачи топлоте (EH), флеш посуде (F) и кондензациони системи (CND). Коришћени подаци о температурама и притисцима у систему преузети су директно из фабрике етилена, где је систем оптимизован како би се постигла максимална ефикасност. Процесни параметри су постављени на начин да се смање оперативни трошкови и постигну максималне перформансе система.

За потребе оптимизације и прорачун термодинамичких својстава, коришћени су реални погонски подаци који дефинишу стање сваког нивоа паре. У Табели 4.8 су представљени оптимални радни услови за сваки парни вод (SHP, HP, MP-A, MP-B, LP-A, LP-B) који су послужили као фиксни параметри у оквиру MILP модела. Ови подаци о притисцима и температурама су кључни за израчунавање специфичних енталпија и успостављање прецизних енергетских биланса унутар дистрибутивне мреже.

Табела 4.8: Оптимални радни услови цевовода: засићене паре високог притиска (SHP), паре високог притиска (HP), паре средњег притиска (MP-A и MP-B), паре ниског притиска (LP-A и LP-B) као и кондензационог цевовода (CND) и напојне воде котла (BFW) и додатне воде (енг. *Make-Up*).

Парни вод	Притисак P (bar)	Температура t (°C)
SHP	100	311,0
HP	90	465,0
MP-A	18	279,24
LP-B	18	207,12
LP-A	3,5	139,10
LP-B	3,5	138,90
CND	1,8	80,0
BFW	1,8	116,90
<i>Make-Up</i>	1,8	25,0

4.3.1. Методолошки оквир и формулација модела

Индустријски парни системи нуде више степени слободе (DOF) у областима као што су димензионисање опреме и избор технологије. Примена степени слободе омогућава значајно смањење укупних оперативних трошкова система. Међутим, због јаких веза између опреме, свака промена оперативних параметара може утицати на цело постројење. Због тога је неопходна свеобухватна процена, уз разматрање свих јединица како би се узеле у обзир

последнице предложених промена на нивоу целог постројења. Овај приступ омогућава, да се случајеви побољшаних и унапређених система могу вредновати на основу њихове способности да унапреде систем како економски тако и у еколошком смислу.

Да би се истражиле све могуће опције побољшања парног система, оптимизација је формулисана као, математички проблем. На тај начин је омогућено испитивање алтернативних опција како би се нашла решења која смањују или повећавају вредност циља, уз испуњавање оперативних ограничења. Кораци у математичкој оптимизацији побољшаног парног система су следећи:

- 1) сачинити листу свих могућих процеса у могућим операцијама система;
- 2) препознати неопходна поједностављења;
- 3) развити суперструктуру која повезује све операције на све могуће начине, на основу претпоставки;
- 4) извести математички модел перформанси свих операција укључујући опрему, масене и енергетске протоке, улазне сировине, капиталне инвестиције и оперативне параметре;
- 5) дефинисати оптимизациони циљ и специфицирати сва ограничења;
- 6) користити адекватни оптимизациони алгоритам за налажење оптималног избора опреме и оперативних услова рада.

У побољшаној конфигурацији система тзв. развијеној суперструктури, приказаној на Слици 3.5 у поглављу 3.3 „Оптимизација рада енергане“, интегрисани су нови уређаји. За производњу паре високог притиска класични котлови на природни гас (B-NG) замењени су еколошки прихватљивим решењима: котлом на водоник (B-H₂) и електричним котлом (B-E), уз одговарајуће прегрејаче (SH-H₂ и SH-E) у циљу постизања нулте емисије CO₂. Систем је допуњен котлом за искоришћење топлоте (HRSG-3) који користи водоник а производи пару средњег притиска. Да би се обезбедила пара средњег и пара ниског притиска, интегрисани су електрични котлови (BMP-E на делу цевовода MP-B и BLP-E на делу цевовода LP-B) и три турбогенератора (RTG-1, RTG-2, RTG-3) који обављају когенерацију тј. производе и струју и пару. Котлови на водоник (B-H₂) се не користе за производњу паре средњег и ниског притиска како би се очувао њихов потенцијал и омогућио ефикаснији рад турбогенератора. Укупно, девет нових јединица је уграђено у постојећи парни систем ради формирања суперструктуре.

За развој математичког модела, постављене су додатне претпоставке како би се смањила сложеност система и дефинисао проблем као модел мешовитог целобројног линеарног програмирања (MILP) те на тај начин омогућило проналажење глобалног оптимума. Кључне претпоставке су следеће:

- 1) вредност енталпије паре у сваком цевоводу је константна;
- 2) константна ефикасност уређаја;
- 3) константни масени протоци кроз постојеће парне турбине RT-1, RT-2, RT-3 и RT-4 уколико су турбине оперативне;
- 4) константан рад осовине који обезбеђују парне турбине RT-1, RT-2, RT-3 и RT-4 ка компресорима, уколико су турбине оперативне;
- 5) кондензат напушта кондензациони парни цевовод (CND) при унапред дефинисаној температури;

б) капитални трошкови нове опреме се апроксимирају делимично-линеарним функцијама.

Да би се одржала константна вредност енталпије паре у цевоводима, напојна вода котла (BFW) се додаје на појединим местима у систему. Ефикасност опреме се не мења у широком опсегу капацитета, како би се постигло конзистентно моделовање. Провера рада конфигурације система се изводи за номинална оптерећења у складу са специфичним захтевима компресора и рада осовине.

Одабир функције циља зависи од природе проблема, било да се ради о оптимизацији са једним циљем (као нпр. минимизација трошкова или емисије CO₂), вишециљној оптимизацији или оптимизацији у условима неизвесности. Ограничења примењеног модела су приказана у поглављу које следи.

За сваки цевовод паре се може поставити масени биланс (4.1) који приказује укупан улаз и излаз паре, m_i , без акумулације и губитака:

$$\begin{aligned} & \sum_{b \in B} m_{b,i}^{EN} + \sum_{x \in SH} m_{x,i}^{EN} + \sum_{d \in DR} m_{d,i}^{EN} + \sum_{t \in TG} m_{t,i}^{EN} + \sum_{v \in RV} m_{v,i}^{EN} + \sum_{r \in HRSG} m_{r,i}^{EN} + \sum_{ih \in IH} m_{ih,i}^{EN} \\ & + \sum_{d \in DR} m_{d,i}^{BFW} + \sum_{t \in TG} m_{t,i}^{BFW} + \sum_{v \in RV} m_{v,i}^{BFW} + \sum_{ih \in IH} m_{ih,i}^{BFW} - \sum_{e \in EH} m_{e,i}^{EX} \\ & - \sum_{b \in B} m_{b,i}^{EX} - \sum_{x \in SH} m_{x,i}^{EX} - \sum_{d \in DR} m_{d,i}^{EX} - \sum_{t \in TG} m_{t,i}^{EX} - \sum_{v \in RV} m_{v,i}^{EX} - \sum_{r \in HRSG} m_{r,i}^{EX} + \\ & - \sum_{ih \in IH} m_{ih,i}^{EX} - \sum_{il \in IL} m_{il,i}^{EN} = 0 \quad \forall i \in I \end{aligned} \quad (4.1)$$

У релацији (4.1) ознаке имају следеће значење:

b,B– котлови; EN– струје које улазе у цевовод i ; BFW– напојна вода у котловима; EX– струје које излазе из цевовода i ; x,SH – прегрејачи паре; d,DR– погонски агрегати; t,TG– турбогенератори; v,RV– редукциони вентили; r,HRSG– котлао за искоришћење топлоте; ih,IH– цевовод истог притиска као и цевовод i али на вишој температури у односу на цевовод i ; EH– електрични грејач; il,IL – цевовод истог притиска као и цевовод i али на нижој температури у односу на цевовод i ; el– електрични.

Релација (4.2) приказује енергетски биланс за генерисање и потрошњу електричне енергије кроз систем, E :

$$\sum_{b \in BE} E_b + \sum_{c \in C} E_c - E_{net} = 0 \quad (4.2)$$

где BE представља ознаку за котлове који се напајају електричном енергијом, C ознаку за компресоре а net за нето енергију система.

Енергија неопходна за погон компресора, E_c , узимајући у обзир рад на осовини компресора, $W_{c,d}$, и ефикасност система у облику производа, удела у раду, y_d , и рада погонског агрегата, W_d , приказана је релацијом (4.3).

$$W_{c,d} - y_d \cdot W_d - E_c = 0 \quad \forall c \in C, \forall d \in DR \quad (4.3)$$

Једначинама од (4.4) до (4.7) се усклађује проток напојне воде, m_b^{BFW} , и произведене паре која улази у цевовод, $m_{b,i}^{EN}$, и дефинише енергетски биланс котла за генерисање паре:

$$m_b^{\text{BFW}} - m_{b,i}^{\text{EN}} \left(1 + \frac{BD_b}{1-BD_b} \right) = 0 \quad \forall b \in B, \forall i \in I \quad (4.4)$$

$$Q_b - m_b^{\text{BFW}} \cdot (h_i^L - h^{\text{BFW}}) - m_{b,i}^{\text{EN}} (h_i - h_i^L) = 0 \quad \forall b \in B, \forall i \in I \quad (4.5)$$

$$Q_b - \eta_b \cdot m_{f,b} \cdot LHV_f = 0 \quad \forall b \in B, \forall f \in F \quad (4.6)$$

$$Q_b - \eta_b^{\text{el}} \cdot E_b = 0 \quad \forall b \in B - E \quad (4.7)$$

где је: BD – ознака за удео испуштене котловске воде, L – ознака за течно стање воде у котлу, LHV – доња топлотна вредност горива, h – специфична енталпија, f – ознака за гориво, Q_b – топлота која се преноси у котлу, η_b^{el} – ефикасност електричног котла, E_b – електрична снага котла. Претходне једначине важе за сваки котлао, b из скупа котлова B , за сваки цевовод i из скупа цевовода I , за свако гориво f , и за сваки котлао из скупа електричних котлова $B-E$.

Једначине од (4.8) до (4.10) представљају енергетски биланс за процес прегревања паре узимајући у обзир енергију горива на улазу, Q_x , масеног протока, $m_{x,i}^{\text{EN}}$, или електричну енергију, E_x , у прегрејаче паре као и ефикасност прегрејача који користе природни гас, η_x или ефикасност прегрејача који користе електричну енергију, η_x^{el} .

$$Q_x - m_{x,i}^{\text{EN}} \cdot (h_i - h_j) = 0 \quad \forall x \in SH, \forall i \in I, \forall j \in J \quad (4.8)$$

$$Q_x - \eta_x \cdot m_{f,x} \cdot LHV_x = 0 \quad \forall x \in SHF, f \in F \quad (4.9)$$

$$Q_x - \eta_x^{\text{el}} \cdot E_x = 0 \quad \forall x \in SH - E \quad (4.10)$$

Претходне једначине важе за сваки прегрејач, x из скупа прегрејача SH , као и из скупа електричних прегрејача $SH-E$, за сваки цевовод i из скупа цевовода I , за сваки цевовод j из скупа цевовода J нижег нивоа од I , за свако гориво f , и за сваки котлао из скупа електричних котлова $B-E$.

За сваки турбогенератор t , из сета TG , може се поставити енергетски биланс за експанзију паре, који укључује рад турбогенератора W_t , проток на улазу у турбогенераторе, $m_{t,i}^{\text{EN}}$, проток и специфичну енталпију напојне воде, h^{BFW} , генерисање електричне енергије, E_t , као и ефикасност, η_t^{el} , преко једначина од (4.11) до (4.13):

$$W_t - \eta_t^{\text{is}} m_{t,i}^{\text{EN}} (h_i - h_{i,j}^s) = 0 \quad \forall t \in TG, \forall i \in I, \forall j \in J \quad (4.11)$$

$$W_t - m_{t,i}^{\text{EN}} (h_i - h_j) + m_t^{\text{BFW}} \cdot h^{\text{BFW}} = 0 \quad \forall t \in TG, \forall i \in I, \forall j \in J \quad (4.12)$$

$$W_t - \eta_t^{\text{el}} \cdot E_t = 0 \quad \forall t \in TG \quad (4.13)$$

Губитак енергије на било ком вентилу, v , из сета редукционих вентила RV , услед губитка притиска паре се дефинише једначином (4.14):

$$m_{v,i}^{EN}(h_i - h_j) - m_v^{BFW} \cdot h^{BFW} = 0 \quad \forall v \in RV, \forall i \in I, \forall j \in J \quad (4.14)$$

док једначине од (4.15) до (4.17) приказују масени и енергетски биланс у котлу за искоришћење топлоте (HRSG), ознаке r .

$$m_r^{BFW} - m_{r,i}^{EN} \left(1 + \frac{BD_r}{1-BD_r}\right) = 0 \quad \forall r \in HRSG, \forall i \in I \quad (4.15)$$

$$Q_r - m_r^{BFW} \cdot (h_i^L - h^{BFW}) - m_{r,i}^{EN}(h_i - h_i^L) = 0 \quad \forall r \in HRSG, \forall i \in I \quad (4.16)$$

$$Q_r - \eta_r \cdot Q_x = 0 \quad \forall r \in HRSG \quad (4.17)$$

У претходним једначинама величина Q_r , представља топлоту која се доводи котлу за искоришћење топлоте са степеном искоришћења, η_r .

Релације које дефинишу минимална и максимална оперативна ограничења за котлове, прегрејаче и турбогенераторе, а дате су у поглављу 3.2.5. Модели уређаја у систему енергане са (3.5), (3.15) и (3.28), редом могу се приказати и као (4.18), (4.19) и (4.20):

$$y_b \cdot m_{b,i}^{min} \leq m_{b,i}^{EN} \leq y_b \cdot m_{b,i}^{max} \quad \forall b \in B, \forall i \in I \quad (4.18)$$

$$y_x \cdot m_{x,i}^{min} \leq m_{x,i}^{EN} \leq y_x \cdot m_{x,i}^{max} \quad \forall x \in SH, \forall i \in I \quad (4.19)$$

$$y_t \cdot m_{t,i}^{min} \leq m_{t,i}^{EN} \leq y_t \cdot m_{t,i}^{max} \quad \forall t \in TG, \forall i \in I \quad (4.20)$$

Укупни оперативни трошак (OC) се израчунава на основу релације (4.21):

$$OC = \sum_b \sum_f m_{f,b} \cdot CF_f + \sum_x \sum_f m_{f,x} \cdot CF_f + E_{net} \cdot CE \quad (4.21)$$

где су: CF и CE цене горива и струје, редом.

Укупан порез на емисију угљен-диоксида (CTX) се дефинише на основу пореске стопе по јединици емисије C_{tx} преко релације (4.22):

$$CTX = C_{tx} \cdot (\sum_b \sum_f m_{f,b} \cdot FPx_f + \sum_x \sum_f m_{f,x} \cdot FPx_f) \quad (4.22)$$

где је: $m_{f,b}$ масени проток горива f у котлу b , или $m_{f,x}$ у прегрејачу x , а FPx_f ознака за емисиони фактор горива.

Укупан трошак за опрему (CP) се може представити као збир трошкова за котлове, CP_b , прегрејаче паре, CP_x , турбогенераторе, CP_t и за катао за искоришћење топлоте, CP_r , релацијом (4.23):

$$CP = \sum_{b \in B} Cp_b + \sum_{x \in SH} Cp_x + \sum_{t \in TG} Cp_t + \sum_{r \in HRS} Cp_r \quad (4.23)$$

Сума оперативних трошкова, трошкова опреме и пореза на угљен-диоксид одређује укупан трошак рада (TC):

$$TC = OC + CP + CTX \quad (4.24)$$

док се једначином (4.25) може проценити укупна емисија CO_2 настала услед коришћења горива на свим уређајима (CFP):

$$CFP = \sum_b \sum_f m_{f,b} \cdot FPx_f + \sum_x \sum_f m_{f,x} \cdot FPx_f \quad (4.25)$$

У конкретном случају разматраног система паре постоји сукоб између економских (укупни трошкови) и еколошких циљева (емисија CO_2) те се примењује вишекритеријумска оптимизација (МОО) ради истовременог решавања проблема у складу са ова два међусобно супростављена циља. Основни МОО проблем са две функције циља се може формулисати као што је приказано једначинама (4.26)–(4.28):

$$\min(TC, CFP)^T \quad (4.26)$$

$$h(var) = 0 \quad (4.27)$$

$$g(var) \leq 0 \quad (4.28)$$

где се h и g односи на скупове ограничења, док var представља вектор променљивих које оптимизујемо.

Као што је наведено раније, проблеми оптимизације са више сукобљених циљева не дају јединствено решење, већ скуп оптималних решења познат као *Pareto* скуп. Решење припада *Pareto* скупу ако се ниједан циљ не може „побољшати“ без „погоршања“ неког другог циља.

Да би се дошло до једног конкретног решења, користе се углавном две врсте приступа. Први, апериорни приступ, захтева да се пре саме оптимизације знају приоритети одлучивача, тако се проблем са више циљева своди на проблем оптимизације са једним циљем. Друга врста, апостериорни приступ генеришу *Pareto* оптимална решења а затим се бира решење са најбољим компромисом између циљева. Широко коришћен апостериорни метод је ϵ -ограничење, који проблем вишециљне оптимизације претвара у низ проблема једнократне оптимизације тако што један циљ оптимизује док остале ограничава. Систематским подешавањем граница добија се *Pareto* скуп који представља све разумне изборе за одлучивача.

У овом случају примењен је апостериорни приступ. Након формирања математичког модела парног система, рачунарске програмске рутине се могу користити за брзо и ефикасно поређење различитих опција. Циљ је да се потенцијалне опције „филтрирају“ помоћу модела суперструктуре.

4.3.2. Анализа резултата студије случаја у електрификацији система паре

Примена MILP модела је изведена на студији случаја на постојећем парном систему у постројењу за производњу етилена са циљем да се истраже алтернативна решења за смањење емисије CO₂ употребом обновљивих извора енергије, као што су електрична енергија и енергија добијена сагоревањем смеше водоника и кисеоника.

Предложена побољшана конфигурација система паре, суперструктура, садржи додате уређаје као што су: електрични котло и прегрејач, котло и прегрејач на водоник, турбогенератори, задржавајући оригиналне парне цевоводе система на постојећим нивоима.

Овако побољшана конфигурација система има за циљ да усклади оперативну ефикасност са еколошком одрживошћу, истовремено постижући значајно смањење емисија CO₂. У Табели 4.9 су приказане цене енергената и ресурса коришћених у овако модификованом систему. Цене електричне струје, водоника и природног гаса су преузете из литературе [92,102–104] док је податак о цени допунске воде добијен из саме фабрике етилена.

Табела 4.9: Цене енергената и ресурса коришћене у примени MILP модела на систем паре у фабрици етилена.

Енергент/Ресурс	Цена
Електрична енергија	0,061 \$/kWh [102]
Водоник	2000 \$/t [103]
Природни гас	325 \$ /Nm ³ [104]
Допунска вода	5 \$/t H ₂ O [92]

Модел капиталних трошкова, који се користе за одређивање трошкова опреме, су преузети из литературе [105].

Капитални трошкови котла, Z_B , се дефинишу једначинама од (4.29) до (4.33) и користе као референтне за процену капиталних трошкова котлова на водоник (B-H₂ и SH-H₂). Поред тога, ове једначине су модификоване за потребе процене капиталних трошкова електричних котлова (B-E, BMP-E и BLP-E) са препорученим снижењем цене за 40 % предложеним од стране Jaduna и сарадника [106].

Једначине за процену капиталних трошкова (у \$) за котло, Z_B , и прегрејач, Z_{SH} , гласе:

$$Z_B = 20,1552224 \exp(0,0014110546 \cdot P_1) \exp[0,7718795 \ln(m_1)] \cdot F_{AR} \cdot F_{AN} \cdot F_{AT} \quad (4.29)$$

при чему су величине F_{AR} , F_{AN} и F_{AT} дате са:

$$F_{AR} = 1,0 + [(1 - \Delta P_{RH}) / (1 - \Delta P)]^8 \quad (4.30)$$

$$F_{AN} = 1,0 + [(1 - \eta_{1RH}) / (1 - \eta_1)]^7 \quad (4.31)$$

$$F_{AT} = 1,0 + 5 \exp[(t_1 - 1100) / 18.75] \quad (4.32)$$

$$Z_{SH} = (1 - f_{RH}) Z_B \quad (4.33)$$

У претходним једначинама, P_1 , m_1 и t_1 су притисак (МПа), масени проток ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$), и температура паре ($^{\circ}\text{C}$), редом; ΔP је релативна промена притиска воде (МПа); η_1 је термодинамичка ефикасност котла; f_{RH} има вредност 12 и представља однос инвестиционог трошка додатног грејача према инвестиционом трошку котла; $\Delta P_{RH} = 0,16$ промена притиска у додатном грејачу; $\eta_{1RH} = 0,95$ ефикасност додатног грејача; F_{AR} је корекциони фактор за пад притиска; F_{AN} је корекциони фактор за девијацију ефикасности и F_{AT} је корекциони фактор за одступање температуре.

Једначина за процену капиталних трошкова (у \$) за парну турбину, Z_i^{RT} је :

$$Z_i^{RT} = 3000 \cdot \left[1 + 5 \cdot \exp\left(\frac{t_1 - 866}{10,42}\right) \right] \cdot \left[1 + \left(\frac{1 - \eta_{Tr}}{1 - \eta_{T,i}}\right)^3 \right] \cdot W_{RT}^{0.7} \quad (4.34)$$

где су: η_T изентропска ефикасност турбине; W_{RT} је снага турбине (kW), а $\eta_{Tr} = 0.95$ за турбине високог притиска и $\eta_{Tr} = 0.85$ за турбине средњег и ниског притиска. То су референтне вредности ефикасности у зависности од типа турбине док је $\eta_{T,i}$ стварна изентропска ефикасност која зависи од оптерећења, протока или других оперативних услова.

Променљиве које се користе у процесу оптимизације, заједно са њиховим типовима те доњим и горњим границама, приказане су у Табели 4.10. Додатни кључни подаци који се односе на ефикасност опреме, факторе емисије CO_2 и стопе пореза на угљен-диоксид су дати у Табели 4.11. За оптимизацију система, примењене су једначине од (4.1) до (4.25) користећи мешовито целобројно линеарно програмирање (MILP) заједно са постериори приступима вишекритеријумском оптимизацијом (MOO). Овај приступ генерише *Pareto* скуп недоминантних решења, која нуде низ оптималних конфигурација за систем паре, балансирајући економске и еколошке аспекте.

Табела 4.10: Променљиве које се користе у оптимизацији система паре (суперструктуре) у фабрици етилена са типом и ограничењима

променљиве	тип	мин.	макс.	јединице	променљива	тип	мин.	макс.	јединице	променљиве	тип	мин.	макс.	јединице
y_{B-NG}	бинарна	0	1	-	y_{BMP-E}	бинарна	0	1	-	m_{B-E_MP-B}	континуална	0	200	t/h
y_{B-H2}	бинарна	0	1	-	y_{BLP-E}	бинарна	0	1	-	m_{B-E_LP-B}	континуална	0	200	t/h
y_{B-E}	бинарна	0	1	-	m_{B-NG}	континуална	5	90	t/h	m_{A-1*}	континуална	0	200	t/h
y_{SH-NG}	бинарна	0	1	-	m_{B-H2}	континуална	5	90	t/h	m_{CND}	континуална	0	200	t/h
y_{SH-H2}	бинарна	0	1	-	m_{B-E}	континуална	2	90	t/h	$m_{Make\ up}$	континуална	0	200	t/h
y_{SH-E}	бинарна	0	1	-	m_{SH-NG}	континуална	2	200	t/h	$m_{f_MPATB**}$	континуална	0	200	t/h
y_{RTG-1}	бинарна	0	1	-	m_{SH-H2}	континуална	5	200	t/h	$m_{f_LPATB**}$	континуална	0	200	t/h
y_{RTG-2}	бинарна	0	1	-	m_{SH-E}	континуална	5	200	t/h	m_{BFW}	континуална	0	200	t/h
y_{RTG-3}	бинарна	0	1	-	m_{RTG-1}	континуална	5	200	t/h	E_{net}	континуална	0	100	MW
y_{RT-1}	бинарна	0	1	-	m_{RTG-2}	континуална	5	150	t/h	E_1	континуална	0	15	MW
y_{RT-2}	бинарна	0	1	-	m_{RTG-3}	континуална	5	150	t/h	E_2	континуална	0	15	MW
y_{RT-3}	бинарна	0	1	-	m_{PCV-1}	континуална	0	200	t/h	E_3	континуална	0	5	MW
y_{RT-4}	бинарна	0	1	-	m_{PCV-2}	континуална	0	200	t/h	E_4	континуална	0	5	MW

* A-1 је ознака за аератор

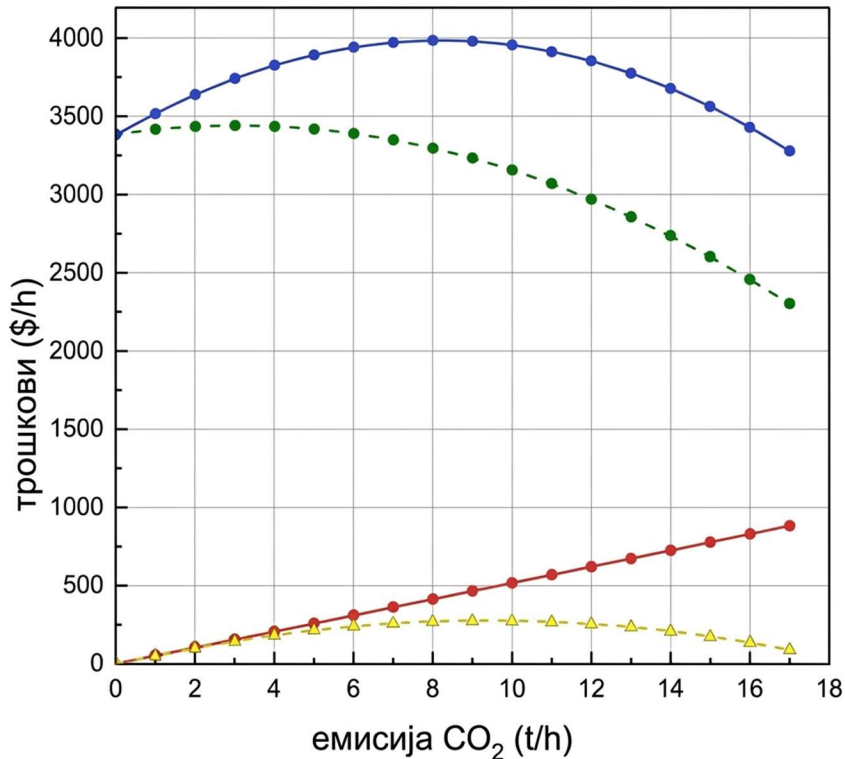
** MPATB и LPATB су ознаке за сегмент/део цевовода средњег притиска од дела А до дела В и за сегмент/део цевовода ниског притиска од дела А до дела В

Табела 4.11: Ефикасност опреме, фактор емисије CO₂ и стопа пореза на емисију CO₂

тип	вредност	јединице
адијабатски степен корисног дејства		
$\eta_{ad,RTG-1}$	0,75	-
$\eta_{ad,RTG-2}$	0,75	-
$\eta_{ad,RTG-3}$	0,7	-
механички степен корисног дејства		
$\eta_{mech,RTG-1,2,3}$	0,97	-
електрични степен корисног дејства		
$\eta_{el,RTG-1,2,3}$	0,99	-
ефикасност различитих котлова, В и HRSG као и прегрејача, SH		
η_{B-E}	0,98	-
η_{B-NG}, η_{B-H2}	0,88	-
$\eta_{SH-NG}, \eta_{SH-H2}$	0,6	-
η_{HRSG}	0,8	-
η_{SH-E}	0,9	-
фактор емисије CO ₂ на основу природног гаса	2,39	t_{CO_2}/t_{NG}
доња топлотна вредност природног гаса	55	MJ/kg
количина енергије ослобођена при пуним сагоревању водоника у кисеонику	62,5	MJ/kg
стопа пореза на CO ₂	52	\$/ t_{CO_2}
радни век опреме/уређаја	10	година

Као резултат вишекритеријумске оптимизације предложеним MILP моделом добијен је *Pareto* скуп приказан на Слици 4.11. У овој анализи, укупни трошак служи као циљна функција, док се количина емисије угљен-диоксида третира као ограничење. Укупни трошак је разложен на капиталне трошкове, оперативне и стопе пореза на угљен-диоксид. За овај прорачун су коришћене цене енергената и ресурса из Табеле 4.9, а за трошкове уређаја коришћене су једначине од (4.29) до (4.33). Нелинеарне једначине су линеаризоване применом парцијално линеарне апроксимације. Са Слике 4.11 се јасно види да оперативни трошкови чине највећи део укупних трошкова, затим следи порез на емисију угљен-диоксида, а потом капитални трошкови. На основу резултата анализе се може закључити да се минимум укупних трошкова достиже при максимално

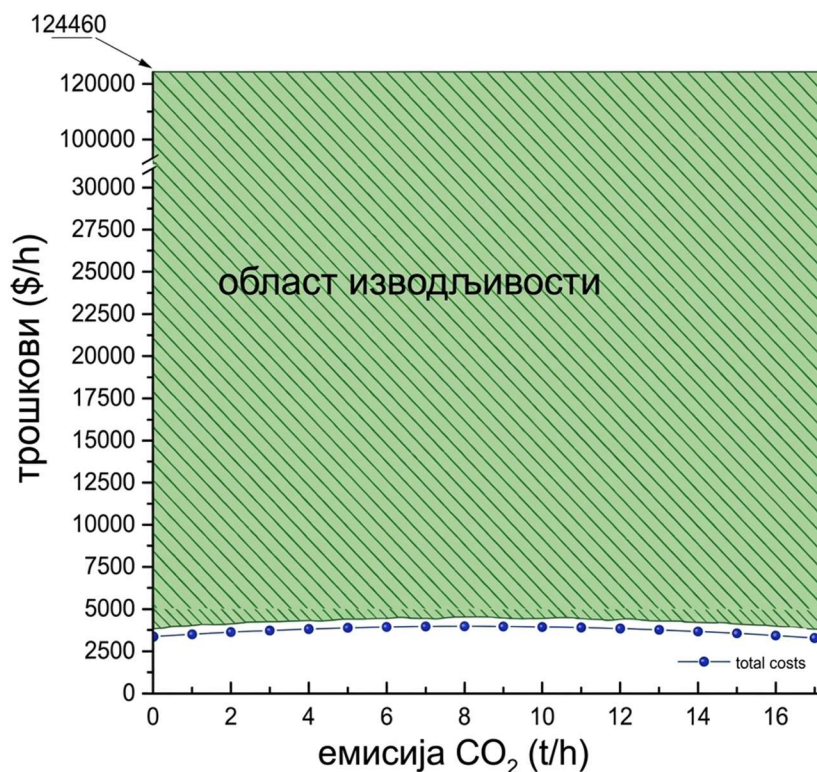
дозвољеним нивоима емисије CO₂. Насупрот томе, укупни трошкови достижу максимум када се емисија CO₂ смањи на око 8 t/h.



Слика 4.11 Корелација између емисије CO₂ (t/h) и капиталних трошкова, оперативних трошкова, пореза на емисију CO₂ и укупних трошкова за етиленски погон: ▲ – капитални трошкови, ● – оперативни трошкови, ● – порез на емисију CO₂, ● – укупни трошкови.

Ово повећање трошкова је пре свега последица преласка на електрични прегрејач, чија је потрошња енергије већа у односу на опрему која користи природни гас као гориво. Употреба котлова на природни гас додатно повећава оперативне трошкове и трошкове пореза на емисију угљен-диоксида, што додатно повећава и укупне трошкове.

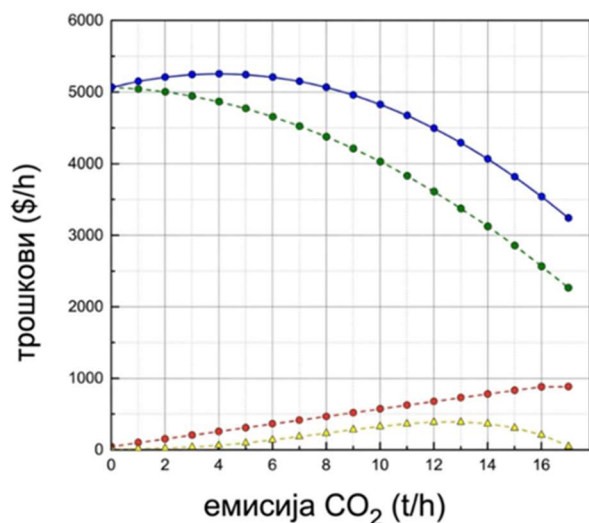
Након постизања максималне вредности укупних трошкова, вредност ових трошкова опада, како процес тежи да сведе емисију угљен-диоксида на нулу. То је резултат постепене замене енергетски захтевних и система са високим угљеничним отиском „чистијим“ алтернативама, чиме се смањује зависност од фосилних горива. Оперативни трошкови у великој мери зависе од цене природног гаса и електричне енергије, док порез на емисију угљен-диоксида остаје променљива категорија у зависности од регионалних прописа. Слика 4.12 приказује област изводљивости за релацију између емисије CO₂ и укупних трошкова. Ова област, која представља скуп свих комбинација емисија CO₂ и трошкова који су технички могући и економски прихватљиви с обзиром на ограничења система, полази од криве укупних трошкова (Слика 4.12) до максималног укупног трошка 124460 \$/h, који се разматра за све случајеве емисије CO₂. Унутар овог опсега, сва могућа решења задовољавају дата ограничења у оквиру оптимизационог модела.



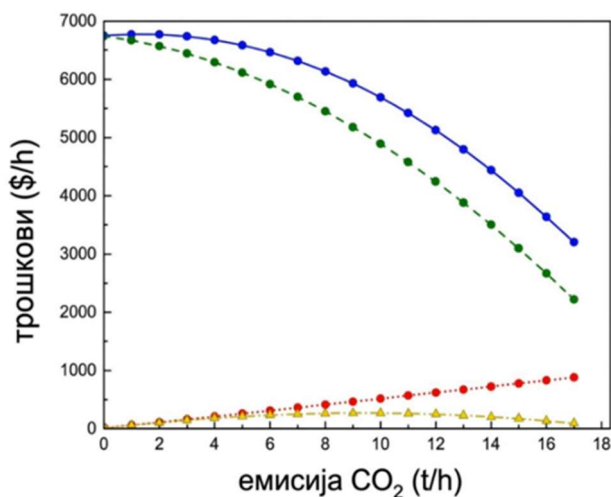
Слика 4.12 Област изводљивости за релацију између емисије CO₂ и ● – укупних трошкова.

Слике 4.13а, 4.13б и 4.13ц приказују различите случајеве капиталних трошкова, оперативних трошкова, пореза на емисију угљен-диоксида и укупних трошкова у функцији емисије CO₂ за три различита сценарија цена електричне енергије: 50 %, 100 % и 150 % више од цене електричне енергије наведене у Табели 4.9. Резултати истичу како повећање цена електричне енергије утиче на структуру трошкова постројења.

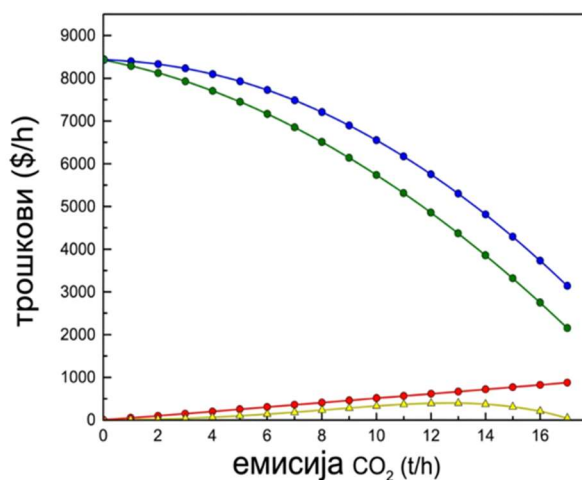
Са порастом цене електричне енергије, пропорционално расту и оперативни трошкови, што значајно утиче на укупне трошкове. Истовремено капитални трошкови остају релативно стабилни за све случајеве, зато што су мање осетљиви на промену цена енергената и ресурса. Такође се може уочити да капитални трошкови и порез на емисију CO₂ остају непромењени упркос променама цена електричне енергије. Међутим, иста чињеница не важи и за оперативне трошкове. Слике 4.13а – 4.13ц приказују да оперативни трошкови расту приближно за 1000 \$/h са повећањем цене електричне енергије а да се разлика између оперативних и укупних трошкова смањује. Ова сазнања наглашавају значај хибридних енергетских извора и стратегије за смањење емисија ради редукције трошкова.



а)



б)



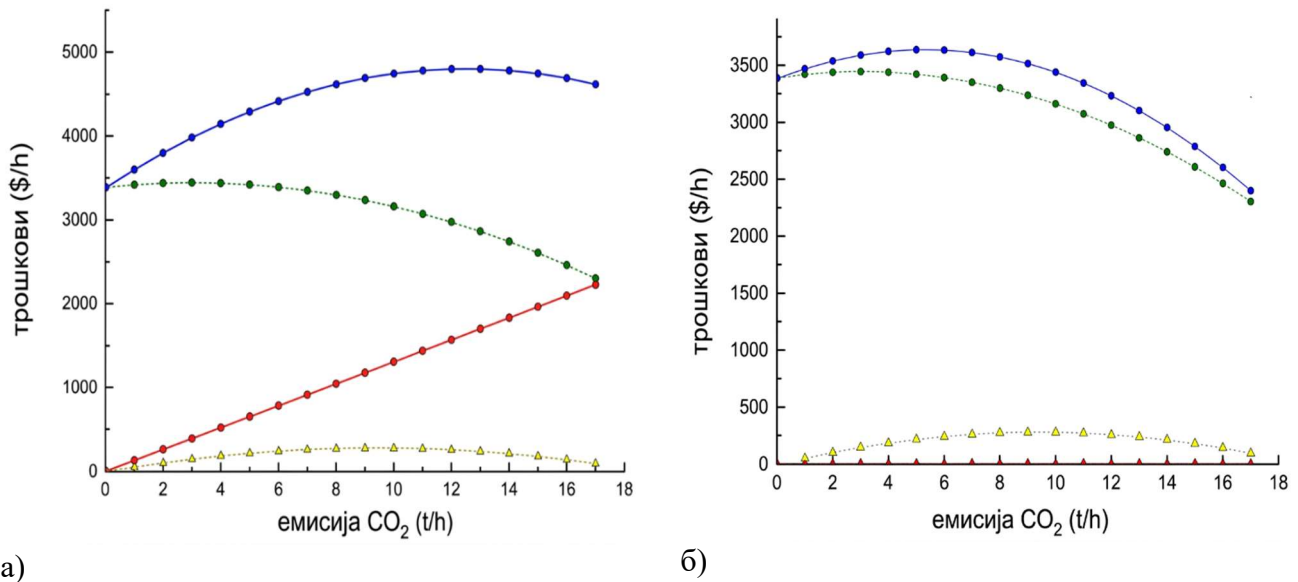
ц)

Слика 4.13 Капитални трошкови, оперативни трошкови, порез на угљен-диоксид и укупни трошкови у зависности од емисија CO_2 (t/h), након повећања цена електричне енергије у односу на цену дату Табели 4.9 за: а) 50 %, б) 100 % и ц) 150 %: $\blacktriangle$ – капитални трошкови, $\bullet$ – оперативни трошкови, $\bullet$ – порез на емисију CO_2 , $\bullet$ – укупни трошкови.

Слика 4.14 приказује утицај различитих стопа пореза на угљен-диоксид на трошкове, са нагласком на максималну разлику између највише (\$130,81/t CO_2) и најниже стопе (\$0,1/t CO_2). Са Сlike 4.14b се јасно види да су трошкови пореза на угљен-диоксид занемарљиви у сценарију са најнижом стопом пореза. Насупрот томе, Слика 4.14a показује да при највишој стопи пореза на угљен-диоксид, ови трошкови значајно расту, достигавши вредност приближно \$2200/h.

Претходна разматрања наглашавају кључни утицај стопе пореза на емисију угљен-диоксида на економску одрживост процеса. Трендови укупних трошкова се значајно разликују између два сценарија. При највишој стопи пореза, укупни трошкови расту са порастом емисија CO_2 ,

достигујући максимум од око 4600 \$/h. Насупрот томе, при најнижој стопи пореза на CO₂, укупни трошкови опадају на око 2400 \$/h са смањењем емисије CO₂, што показује потенцијал уштеде трошкова кроз смањење емисије у условима ниског опорезивања.



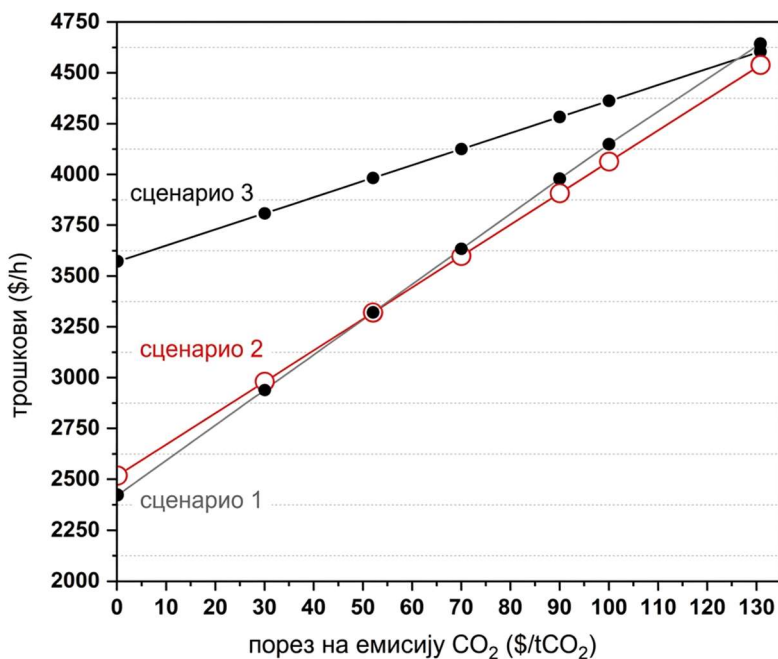
Слика 4.14 Релација између капиталних, оперативних и укупних трошкова, као и пореза на емисију CO₂ и емисије CO₂ (t/h) за случај: а) највише б) најниже стопе пореза на CO₂ : ▲ – капитални трошкови ; ● – оперативни трошкови, ● – порез на емисију CO₂, ● – укупни трошкови.

На Слици 4.15 приказан је утицај пореза на угљен-диоксид на укупне трошкове за три сценарија:

- први је конвенционални сценарио без електрификације: ослања се углавном на природни гас (котлови и прегрејачи на гас); користе се постојеће парне турбине (RT-1, RT-2, RT-3, RT-4) без турбогенератора; највећа емисија CO₂ (~ 17,31 t CO₂/h); нижи капитални трошкови (нема нове опреме), сценарио осетљив на стопу пореза на CO₂, при вишим стопама трошкови знатно расту;
- други сценарио са делимичном електрификацијом и додавањем турбогенератора: искључена парна турбина RT-2, али су додати турбогенератори RTG-1, RTG-2, RTG-3 за производњу електричне енергије; још увек се користи опрема на природни гас (котлови, прегрејачи); умерена емисија CO₂ (~ 15,44 t CO₂/h); већи капитални трошкови (нова опрема), бољи однос трошкова при средњим стопама пореза на CO₂;
- трећи сценарио са значајним увођењем електричне опреме: замењени поједини уређаји на природни гас електричним прегрејачима (SH-E); користе се турбогенератори RTG-1 и RTG-2 (без RTG-3); значајно смањена емисија CO₂ (~ 7,89 t CO₂/h); највиши капитални трошкови, мање осетљив сценарио на раст пореза на CO₂ због нижих емисија; при високим стопама пореза на CO₂ има предност у односу на претходна два случаја.

Као што је приказано на Слици 4.15, трећи сценарио има највеће укупне трошкове све док порез на емисију угљен-диоксида не достигне вредност од приближно 125-130 \$/ t CO₂. Други сценарио има веће укупне трошкове од првог, све до стопе пореза на угљен-диоксид од 52 \$/ t CO₂, што је стандардна стопа коришћена у овој анализи. Изнад ове границе од 52 \$/ t CO₂, први случај има

веће укупне трошкове у односу на други случај. Ако се примени максимална стопа пореза на угљен-диоксид од 130,8 \$/t CO₂, први случај има највеће укупне трошкове.

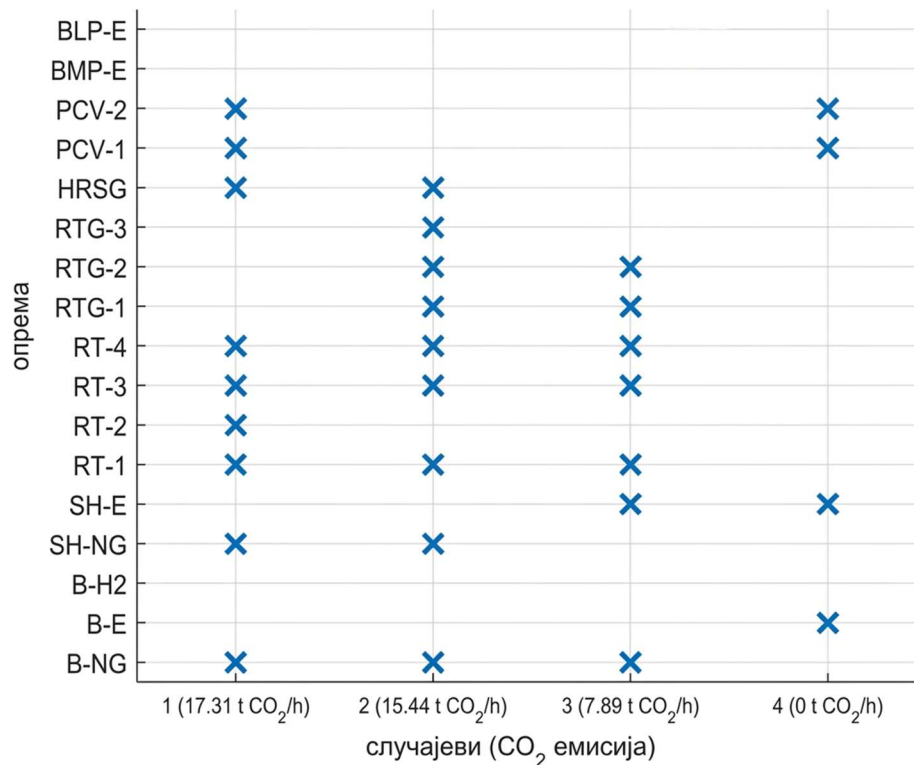


Слика 4.15 Укупни трошкови у односу на порез на емисију CO₂ (\$/t CO₂) за три сценарија који користе опрему на природни гас: ● – први сценарио; ○ – други сценарио; ● – трећи сценарио.

Слика 4.16 представља детаљни преглед уређаја који су коришћени у претходна три наведена сценарија као и у сценарију четири, који подразумева потпуну електрификацију а сваки случај је представљен кроз различите емисије CO₂. Конфигурације уређаја у различитим сценаријима су оптимизоване на основу компромиса између оперативних трошкова, капиталних трошкова и жељене вредности емисије, са посебним фокусом на постизање равнотеже између потрошње енергије и смањења емисије угљен-диоксида.

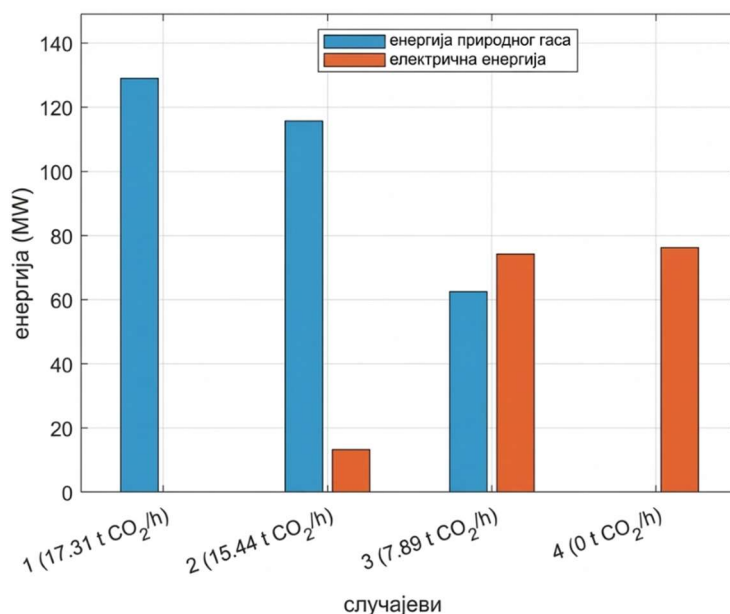
У првом случају, постројење користи уређаје на природни гас, као што су конвенционални котлови, прегрејачи и котлови за производњу паре искоришћењем отпадне топлоте, што доводи до највећих емисија CO₂ (17,31 t CO₂/h). У овој конфигурацији је природни гас главни извор енергије за производњу топлоте и погон процеса. У другом сценарију су благо смањене емисије (15,44 t CO₂/h) искључивањем парне турбине RT-2 и увођењем турбине за производњу електричне енергије што може допринети делимично задовољеним потребама за електричном енергијом других процеса, чак иако постоје уређаји који користе природни гас. Код трећег случаја долази до значајног помака ка декарбонизацији (емисија 7,89 t CO₂/h) заменом опреме на природни гас електричним прегрејачима, док се и даље задржавају одређени уређаји који користе природни гас, као што су RT-1 и RT-3. Четврти случај са емисијом 0 t CO₂/h, представља комплетну транзицију ка декарбонизацији, где су сви уређаји који користе природни гас замењени електричним котловима и прегрејачима, чиме се спречавају директне емисије CO₂. Овај случај истиче потенцијал потпуне декарбонизације кроз интеграцију обновљивих извора електричне енергије, нарочито у областима где је таква енергија доступна у великим количинама и по повољним

ценама. Иако искључивање котлова и прегрејача на природни гас доводи до значајног смањења емисије, оно подразумева мање повољне економске компромисе.



Слика 4.16 Искоришћење опреме помоћу бинарних променљивих (0 - искључено, 1 - укључено) за четири оптимизована случаја: 1 случај емисија (17,31 t CO₂/h); 2 случај емисија (15,44 t CO₂/h); 3 случај емисија (7,89 t CO₂/h); 4 случај емисија (0 t CO₂/h).

На Слици 4.17 је представљена потрошња енергије за сва четири претходно наведена случаја, уз наглашавање расподеле коришћених извора енергије на основу уређаја који се у том сценарију користе. У првом сценарију са емисијом од 17,31 t CO₂/h, енергија се у потпуности троши на опрему која ради на природни гас, чији су високи енергетски захтеви узрок великој потрошњи. У другом случају са емисијом од 15,44 t CO₂/h, потрошња енергије је упоредива са првим случајем. Међутим, део електричне енергије се производи помоћу турбогенератора, те је потрошња нешто нижа. Код трећег сценарија (емисија 7,89 t CO₂/h), у постројењу је спроведен значајан помак ка декарбонизацији заменом дела опреме на природни гас електричним прегрејачима, уз задржавање одређених система на природни гас, као што су турбине RT-1 и RT-3. У четвртм случају (0 t CO₂/h), користи се само електрична енергија, што доводи до најмање енергетске потрошње у односу на све случајеве. Ово је последица употребе електричног котла и електричног прегрејача. Смањена потрошња енергије у овом случају, истиче двоструку корист електрификације, не само у погледу утицаја на животну средину, већ и у смањењу оперативних трошкова.



Слика 4.17 Поређење потрошње енергије природног гаса и електричне енергије за четири оптимизована случаја: 1 случај емисије (17,31 t CO₂/h); 2 случај емисије (15,44 t CO₂/h); 3 случај емисије (7,89 t CO₂/h); 4 случај емисије (0 t CO₂/h).

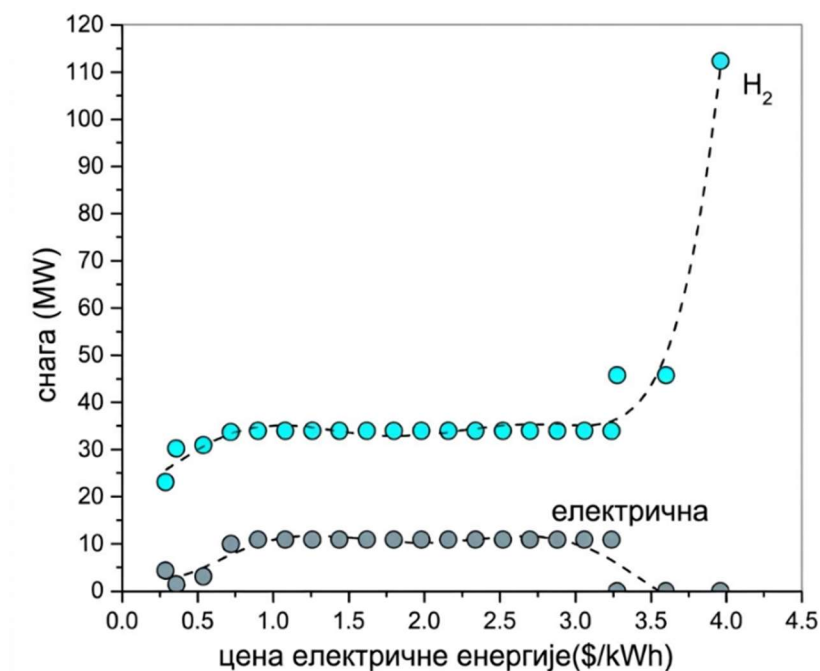
У Табели 4.12 су приказане вредности електричне енергије генерисане у турбогенераторима у претходна четири наведена сценарија оптимизације. На основу конфигурације система, као и из Табеле 4.12, јасно је да у првом и четвртм случају турбогенератори нису производили електричну енергију. Први случај представља стандардни сценарио, у којем није изведена реконструкција, па самим тим није ни дошло до производње електричне енергије. Занимљиво је приметити да се у четвртм случају, у којем се очекује највиши степен електрификације, турбогенератори уопште не користе. То је пре свега последица интензивне употребе електричног котла и прегрејача, који користе јефтину електричну енергију, те нема потребе за додатном производњом електричне енергије. Највећа количина електричне енергије је произведена у другом случају, у којем су коришћена сва три турбогенератора, при чему је први турбогенератор (RTG-1) највише произвео електричне енергије захваљујући највећем протоку паре. У трећем случају само трећи турбогенератор (RTG-3) није коришћен, док су преостали турбогенератори произвели мање електричне енергије него у четвртм случају.

Слика 4.18 представља упоредну анализу односа генерисане електричне снаге и снаге која се ослобађа сагоревањем водоника према цени електричне енергије. При ценама електричне енергије у распону од 0,75 \$/kWh до 3,25 \$/kWh, однос различитих облика генерисане енергије остаје приближно исти, што може указивати на могућност уравнотежене употребе водоника и електричне енергије. У овом опсегу цена електричне енергије, прегрејач који ради на погон водоника се показао као највећи потрошач енергије, док се електрични котао показао најмањим.

Табела 4.12: Произведена електрична енергија (MW) турбогенератора за четири оптимизована случаја.

Турбогенератор	Први случај (MW) емисија (17,31 tCO ₂ /h)	Други случај (MW) емисија (15,44 t CO ₂ /h)	Трећи случај (MW) емисија (7,89 t CO ₂ /h)	Четврти случај (MW) емисија (0 t CO ₂ /h)
RTG-1	-	6,18	6,16	-
RTG-2	-	2,80	1,36	-
RTG-3	-	2,17	-	-
Укупно	-	11,15	7,52	-

Када је цена електричне енергије већа од 3,25 \$/kWh, употреба водоника се значајно повећава, док потрошња електричне енергија опада на нулу. Овај прелаз би могао довести до замене електричних котлова „водоничним“, како би се задовољиле енергетске потребе система. Резултати са Сlike 4.18 указују да прелазак система са електричне енергије на погон водоника, као извора енергије, зависи од трошкова при чему се наглашава економска и оперативна одрживост опреме на водоник у условима раста цена електричне енергије.



Слика 4.18 Однос између генерисане електричне снаге (MW) и снаге која се ослобађа сагоревањем водоника (MW) према цени електричне енергије (\$/kWh).

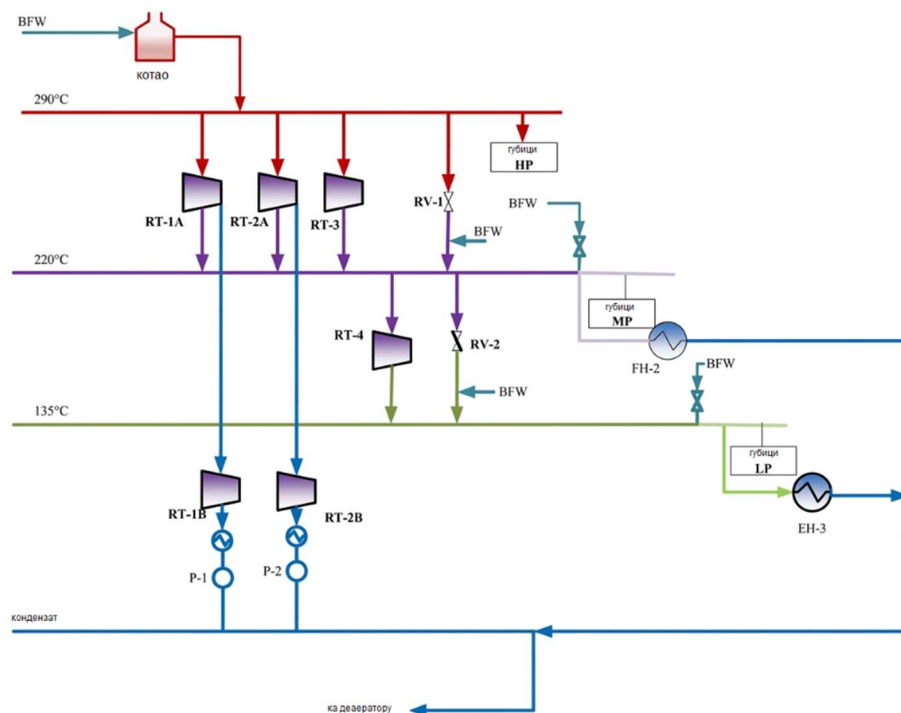
4.4. Оптимизација инфраструктуре парног система

У овом поглављу је испитана могућност електрификације система паре у производњи етилена, заменом опреме на фосилна горива електричним генераторима паре као алтернативом, ради обезбеђивања одрживе енергетске снабдевености.

Развијен је модел линеарног програмирања са мешовитим целобројним променљивим (MILP) за оптимизацију распореда размењивача топлоте на N хипотетичких цевовода, са циљем смањења капиталних (CAPEX) и оперативних (OPEX) трошкова. Такође је формирана метода за процену и избор оптималних нивоа паре која је применљива и на пројектовање нових постројења и за обнову постојећих.

4.4.1. Дефиниција проблема и циљеви оптимизације

Примена модела је изведена на систему паре у производњи етилена у оквиру ХИП Петрохемије а сегмент система од интереса је приказан на Слици 4.19 са уређајима који користе фосилна горива и где постоји когенерациони процес за истовремену производњу рада на осовини, електричне енергије и процесне топлоте. Генерисани рад на осовини и електрична енергија се користе за покретање ротационих уређаја као што су компресори, пумпе и вентилатори. Пара је распоређена кроз систем цевовода до размењивача топлоте, где се њена топлотна енергија преноси на процесне токове. Због високе вредности латентне топлоте и бољих безбедоносних карактеристика, пара остаје најбољи медијум за грејање у хемијској процесној индустрији.



Слика 4.19 Шематски приказ система паре у производњи етилена од интереса за могућност електрификације и за оптимизацију распореда размењивача топлоте.

Кључни недостатак стандардних система паре је њихова зависност од дугих цевовода, што има за последицу значајне губитке топлоте у околину. Како би се ови губици смањили, неопходан је одређен ниво изолације, чиме се повећавају трошкови система. Пара у цевоводима мора бити прегрејана како би се спречило стварање кондензата током транспорта. Овај услов захтева инсталирање система за одвођење кондензата и вентила за отпуштање вишка паре. Поред тога, пре уласка у размењиваче топлоте, прегрејану пару је потребно довести у стање засићене паре, што омогућава ефикаснији пренос топлоте.

У систему паре од интереса, који користи уређаје на електричну енергију разматрана је могућност интегрисања електричних генератора паре као замене за стандардну опрему на гориво. Такође је предложен и систематски приступ за одређивање оптималног броја нивоа паре. Конфигурација система паре је детаљно размотрена, наглашавајући предности електрификације.

Електрични генератори паре пружају већу оперативну флексибилност, заједно са нижим инвестиционим, инсталационим и трошковима одржавања. Модуларна природа електричних генератора паре омогућава распоред више мањих јединица дуж цевовода, значајно смањујући проблеме везане за прегревање и стварање кондензата. На тај начин, потреба за дугим цевоводима више није неопходна, пошто се смањују захтеви за изолацијом и појава прегревања, а и умањује ризик од штете узроковане кондензатом.

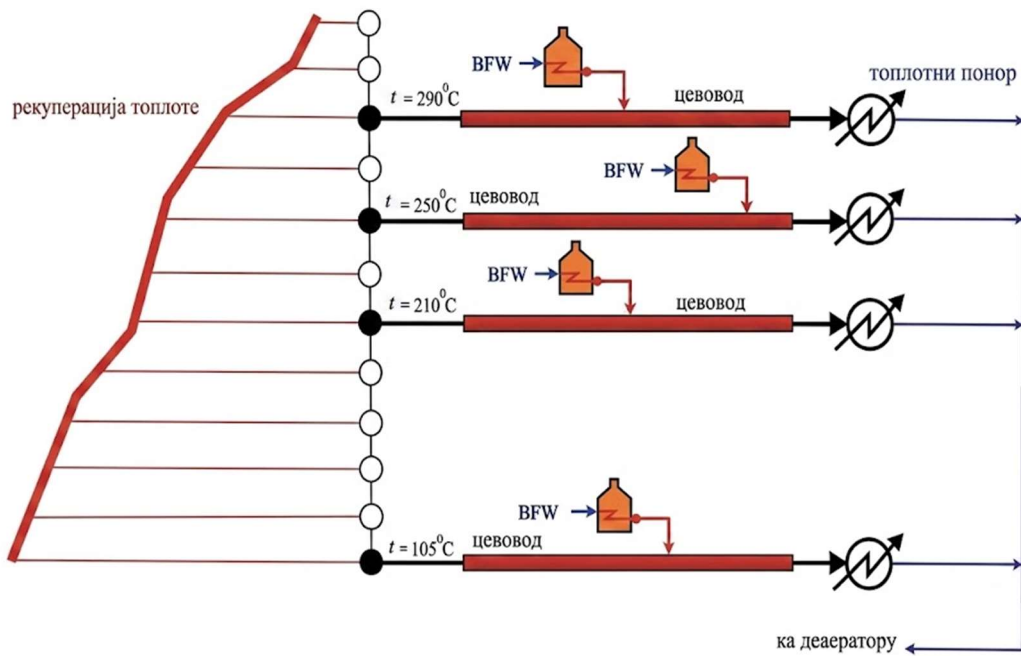
Електрична опрема као што су пумпе, вентилатори и компресори могу се напајати директно из електро-дистрибутивне мреже или из обновљивих извора енергије. Због све веће доступности обновљивих извора, електрификација система паре нуди значајне еколошке предности смањењем емисије угљен-диоксида.

Студија случаја је спроведена је на систему паре у фабрици етилена, приказаном на Слици 4.19, ради валидације предложеног приступа.

Да би се формирао MILP модел за оптимизацију броја цевовода у систему паре, уведене су следеће претпоставке:

1. унапред задат скуп оперативних параметара (притисци и температуре) потенцијалних цевовода;
2. познати параметри процесних струја (улазне и излазне температуре, потребна топлота, коефицијенти преноса топлоте);
3. број размењивача топлоте једнак броју процесних струја;
4. број електричних котлова једнак броју цевовода;
5. пара која улази у размењивач топлоте је засићена, док је на излазу у стању засићене течности;
6. позната вредности максималне количине топлоте која се преноси са котла за производњу паре искоришћењем отпадне топлоте, на парни цевовод i .

На Слици 4.20 је приказан концепт електрификације система паре. Пара на нивоу и се генерише преко јединица за искоришћење отпадне топлоте или преко електричних котлова. Након тога се пара преко цевовода спроводи до одговарајућих топлотних понора.



Слика 4.20 Блок шема генерисања паре преко јединица за искоришћење отпадне топлоте или преко електричних котлова која се спроводи преко цевовода до одговарајућих топлотних понора (размењивача топлоте).

Моделом MILP је одређена оптимална конфигурација система паре, која се односи на број цевовода и њихове оперативне температуре као и број и капацитет котлова и јединица за искоришћење отпадне топлоте, неопходних за задовољење енергетских потреба процесних струја, уз смањење оперативних и капиталних трошкова.

4.4.2. Формулација MILP модела за инфраструктуру

Скуп унапред задатих нивоа паре означен је са I , при чему сваки цевовод одговара индексу i . Скуп процесних струја означен је са J , при чему свака процесна струја одговара индексу j . У складу с претходно наведеним претпоставкама, број размењивача топлоте једнак је броју процесних струја.

Процесне струје могу примити топлоту од било ког парног цевовода више температуре, T_i , од температуре излазне процесне струје, θ_i^{out} , увећане за прираштај $\Delta T_{\min}$. Ограничење се може формулисати на следећи начин:

$$T_i \geq (\theta_i^{\text{out}} + \Delta T_{\min}) \cdot b_{i,j} \quad \forall i \in I \wedge \forall j \in J \quad (4.35)$$

где је $b_{i,j}$ бинарна променљива која означава употребу размењивача топлоте.

Топлотна снага, $q_{i,j}$ (kW), у свакој комбинацији процесне струје j и цевовода i се може дефинисати на следећи начин:

$$q_{i,j} - U_j \cdot a_{i,j} \cdot \frac{(T_i - \theta_j^{\text{out}}) - (T_i - \theta_j^{\text{in}})}{\ln\left(\frac{T_i - \theta_j^{\text{out}}}{T_i - \theta_j^{\text{in}}}\right)} = 0 \quad \forall i \in I \wedge \forall j \in J \quad (4.36)$$

где је U_j - коефицијент преноса топлоте ($\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$), $a_{i,j}$ – површина за размену топлоте (m^2), а θ_j^{in} – температура улазне процесне струје.

Количина топлоте неопходна за загревање процесне струје j се генерише у котлу и/или у котлу за искоришћење отпадне топлоте (HRSG) као:

$$(m_{i,j}^{\text{stm}} + m_{i,j}^{\text{HRSG}}) \cdot \Delta h_i^{\text{vap}} = 0 \quad \forall i \in I \wedge \forall j \in J \quad (4.37)$$

где је $m_{i,j}^{\text{stm}}$ – масени проток паре из цевовода (kg/h), $m_{i,j}^{\text{HRSG}}$ – масени проток паре настале у котлу за искоришћење топлоте (kg/h) а Δh_i^{vap} – латента топлота (kJ/kg).

Претпоставка да је пара која улази у размењивач топлоте засићена, док је на излазу у стању засићене течности подразумева да је број размењивача топлоте једнак броју процесних струја. Како би се задовољила ова претпоставка уводе се следећа ограничења:

$$\sum_{i \in I} b_{i,j} = 1 \quad \forall j \in J \quad (4.38)$$

Укупна топлота потребна за загревање једне процесне струје j , мора бити једнака збиру топлота које струја прима од свих извора који је загревају:

$$Q_j = \sum_{i \in I} q_{i,j} \quad \forall j \in J \quad (4.39)$$

Потребна површина размене, A_j , за загревање процесног тока j дефинисана је на следећи начин:

$$A_j - \sum_{i \in I} a_{i,j} = 0 \quad \forall j \in J \quad (4.40)$$

Количина паре, M_i^{stm} , која је генерисана у електричном котлу за пару i - тог нивоа је дата преко релације:

$$M_i^{\text{stm}} - \sum_{j \in J} m_{i,j}^{\text{stm}} = 0 \quad \forall i \in I \quad (4.41)$$

Количина паре, M_i^{HRSG} , која је генерисана у котлу за искоришћење отпадне топлоте за пару i -тог нивоа је дата преко релације која следи:

$$M_i^{\text{HRSG}} - \sum_{j \in J} m_{i,j}^{\text{HRSG}} = 0 \quad \forall i \in I \quad (4.42)$$

Потребан масени проток напојне воде котла (BFW) за ниво паре i , M_i^{BFW} , се може приказати као:

$$M_i^{\text{BFW}} = M_i \cdot \left(1 + \frac{\text{BD}}{1 - \text{BD}}\right) \quad \forall i \in I \quad (4.43)$$

где је M_i укупна маса паре (kg/h) а BD је удео испуштене котловске воде.

Потребна топлота за генерисање паре i - тог нивоа у електричном котлу, Q_i^{stm} , је дата преко следеће једначине:

$$(h_i^{\text{liq}} - h_i^{\text{BFW}}) + M_i^{\text{stm}}(h_i^{\text{vap}} - h_i^{\text{liq}}) \quad \forall i \in I \quad (4.44)$$

где је h_i^{BFW} – специфична енталпија напојне котловске воде (kJ/kg), h_i^{liq} – специфична енталпија воде на тачки кључања на притиску нивоа паре (kJ/kg), h_i^{vap} – специфична енталпија засићене паре на притиску нивоа паре i (kJ/kg).

Количина топлоте, Q_i^{HRSG} (kW) која се може пренети из котла за искоришћење отпадне топлоте (HRSG) на ниво паре i , дефинисана је као:

$$Q_i^{\text{HRSG}} = M_i^{\text{HRSG}} \cdot (h_i^{\text{vap}} - h_i^{\text{liq}}) \quad \forall i \in I \quad (4.45)$$

Потребан масени проток напојне воде котла, $M^{\text{BFW,R}}$, за искоришћење отпадне топлоте по нивоу паре i , је:

$$M_i^{\text{BFW,R}} = M_i^{\text{HRSG}} \cdot \left(1 + \frac{\text{BD}}{1 - \text{BD}}\right) \quad \forall i \in I \quad (4.46)$$

Максимална количина рекуперираних паре нивоа i дефинише количину топлоте, $Q_i^{\text{HRSG,MAX}}$, која се може генерисати ако се укупна рекуперирана топлота искористи за производњу паре нивоа i . Ако се топлота користи за генерисање паре нивоа $i-1$, која има вишу температуру од паре нивоа i , максимална рекуперирана топлота која се може искористити дефинисана је као:

$$w_i \cdot Q_i^{\text{HRSG,MAX}} - Q_i^{\text{HRSG}} - \sum_{1}^{i-1} Q_i^{\text{HRSG}} \geq 0 \quad \forall i \in I \quad (4.47)$$

где је w_i – бинарна променљива.

Како би се утврдило да ли је ниво паре i успостављен или не, уведена су ограничења дата једначинама (4.48) – (4.50):

$$\sum_{j \in J} b_{i,j} - w_i \geq 0 \quad \forall i \in I \wedge \forall j \in J \quad (4.48)$$

$$\sum_{j \in J} b_{i,j} - (1 - w_i) \leq Y \quad \forall i \in I \wedge \forall j \in J \quad (4.49)$$

$$Y \cdot w_i - \sum_{j \in J} b_{i,j} \geq 0 \quad \forall i \in I \wedge \forall j \in J \quad (4.50)$$

где је Y – оптимизационо ограничење. Ово је техника у Мешовитом целобројном програмирању (MILP) која се користи да би се линеарним ограничењима исказале логичке везе између $b_{i,j}$ и w_i . Y мора бити довољно велико да не ограничава решење када је $w_i = 1$, али и довољно мало да не изазове нумеричке проблеме. Типично се бира као горња граница за збир $\sum_{j \in J} b_{i,j}$. Најчешће је $Y = |J|$ где је $|J|$ укупан број процесних токова. То је највећа могућа вредност збира, јер сваки процесни ток може бити загрејан паром нивоа i (максимум једна бинарна променљива по току).

Како би се утврдиле минималне и максималне вредности површине за размену, вредности пренесене топлоте и масеног протока, уведена су ограничења приказана релацијама од (4.51) до (4.53):

$$b_{i,j}A^{\min} \leq a_{i,j} \leq b_{i,j}A^{\max} \quad \forall i \in I \wedge \forall j \in J \quad (4.51)$$

$$b_{i,j}Q^{\min} \leq q_{i,j} \leq b_{i,j}Q^{\max} \quad \forall i \in I \wedge \forall j \in J \quad (4.52)$$

$$b_{i,j}M^{\min} \leq m_{i,j}^{\text{stm}} + m_{i,j}^{\text{HRSG}} \leq b_{i,j}M^{\max} \quad \forall i \in I \wedge \forall j \in J \quad (4.53)$$

Енергија повезана са нивоом паре i , E_i , која се доводи у облику електричне енергије, дефинисана је као:

$$E_i = \frac{Q_i^{\text{stm}}}{\eta_i^{\text{el}}} \quad \forall i \in I \quad (4.54)$$

где је: Q_i^{stm} – топлотна снага неопходна за производњу паре нивоа i (kW) а η_i^{el} – ефикасност котла.

Оперативни трошкови (ОРЕХ) се дефинишу на начин:

$$\text{OREX} = \sum_{i \in I} E_i \cdot C_{\text{el}} \quad (4.55)$$

где је C_{el} – цена електричне енергије а капитални трошкови (САРЕХ) на начин:

$$\text{CAPEX} = \frac{\sum_{i \in I} (C_i^{\text{HDR}} + C_i^{\text{BEL}} + C_i^{\text{HRSG}}) + \sum_{j \in J} C_j^{\text{EX}}}{EOL} \quad (4.56)$$

где је: C_i^{HDR} – инвестициони трошак цевовода i , C_i^{BEL} – инвестициони трошак електричног котла, C_i^{HRSG} – инвестициони трошак котла за искоришћење отпадне топлоте, C_j^{EX} – инвестициони трошак размењивача топлоте, EOL – економски век трајања постројења.

Укупни трошак је дефинисан као:

$$\text{TOTEX} = \text{OREX} + \text{CAPEX} \quad (4.57)$$

Функција циља, Ω , је дефинисана као:

$$\min \Omega = \text{TOTEX} \quad (4.58)$$

или другим речима, циљ је пронаћи најјекономичнији начин (на дужи рок) да се осигура грејање процеса паром, уз уважавање свих инвестиционих и експлоатационих трошкова.

За рад система паре, поред електричне енергије и рада на осовини, потребно је обезбедити и довољну количину паре за 29 размењивача топлоте који загревају 29 процесних струја. Подаци о тим струјама, укључујући температуре и топлотни флуks приказани су у Табели 4.13, а преузети су из стварних оперативних података фабрике за производњу етилена.

Табела 4.13: Подаци о процесним струјама (PS) преузети из фабрике етилена Петрохемије Панчево, температуре струја на улазу t^{IN} , температуре струја на излазу t^{OUT} , топлотни флуks, Q , коефицијент преноса топлоте U (kW·m⁻²·K⁻¹).

Процесна струја (PS)	t^{IN} (°C)	t^{OUT} (°C)	Q (kW)	U (kW·m ⁻² ·K ⁻¹)
1	23,89	260,00	410,89	0,92
2	-10,00	93,33	1852,50	0,67
3	73,00	86,89	3282,40	0,13
4	51,39	52,00	3088,97	0,47
5	162,22	175,56	1263,14	0,29
6	133,33	168,89	1241,16	0,23
7	132,22	162,22	109,90	0,85
8	38,33	130,00	776,64	0,66
9	37,78	125,00	1142,98	0,66
10	162,22	175,56	1263,14	0,55
11	133,33	168,89	1241,16	0,71
12	140,56	148,33	732,68	0,40
13	104,44	37,78	1152,65	0,93
14	73,00	86,89	3282,40	0,57
15	54,33	121,11	801,84	0,96
16	51,39	51,94	3088,97	0,90
17	96,11	99,83	1278,67	0,56
18	79,17	82,50	2344,57	0,56
19	37,78	54,44	1559,43	0,61
20	37,78	54,89	124,26	0,93
21	15,56	28,89	144,63	0,57
22	40,56	48,89	328,83	0,78
23	47,22	57,83	353,74	0,63
24	121,11	121,67	653,55	0,71
25	104,44	137,78	133,35	0,63
26	35,00	40,56	225,96	0,48
27	116,11	116,67	2948,29	0,54
28	80,56	108,33	808,29	0,60
29	15,56	33,89	198,41	0,36

На основу приказаних података из Табеле 4.13 може се уочити да минимална излазна температура процесне струје износи 28,89 °C, док максимална износи 260 °C. Такође, притисак и температура деаератора су подешени на 1,9 бара и 116,8 °C. У складу са тим, за анализу су изабрани парни цевоводи са температурама у опсегу од 130 °C до 290 °C, што одговара опсегу притисака од 2,7 до 75 бара. Температуре су распоређене равномерно са кораком од 5 °C. Подаци везани за парне цевоводе приказани су у Табели 4.14.

Табела 4.14: Подаци о парним цевоводима: температура t (°C), латентна топлота испаравања h_{lat} (kJ/kg), енталпија засићене течности, h_{liq} (kJ/kg), максимална количина рекупериране топлоте која се може искористити за производњу паре на наведеној температури $Q_i^{\text{HRSG,MAX}}$ (kW).

Цевовод бр.	t (°C)	h_{lat} (kJ/kg)	h_{liq} (kJ/kg)	$Q_i^{\text{HRSG,MAX}}$ (kW)
1	290	1476,84	1289,80	200,00
2	285	1510,65	1263,02	216,67
3	280	1543,15	1236,67	233,33
4	275	1574,44	1210,70	250,00
5	270	1604,60	1185,09	266,67
6	265	1633,70	1159,81	283,33
7	260	1661,82	1134,83	300,00
8	255	1689,01	1110,13	316,67
9	250	1715,33	1085,69	333,33
10	245	1740,82	1061,49	350,00
11	240	1765,54	1037,52	404,59
12	235	1789,52	1013,77	459,18
13	230	1812,80	990,21	513,77
14	225	1835,42	966,84	568,36
15	220	1857,41	943,64	622,95
16	215	1878,80	920,61	677,55
17	210	1899,62	897,73	732,14
18	205	1919,90	874,99	786,73
19	200	1939,67	852,39	841,32
20	195	1958,94	829,92	895,91
21	190	1977,74	807,57	950,50
22	185	1996,10	785,32	1005,09

Цевовод бр.	t (°C)	h_{lat} (kJ/kg)	h_{liq} (kJ/kg)	$Q_i^{\text{HRSG,MAX}}$ (kW)
23	180	2014,03	763,19	1059,68
24	175	2031,55	741,15	1114,27
25	170	2048,69	719,21	1168,86
26	165	2065,45	697,35	1223,45
27	160	2081,86	675,57	1278,05
28	155	2097,92	653,88	1332,64
29	150	2113,67	632,25	1387,23
30	145	2129,10	610,69	1441,82
31	140	2144,24	589,20	1496,41
32	135	2159,10	567,77	1551,00
33	130	2173,70	546,39	1650,00

Додатни сет података коришћен у студији случаја приказан је у Табели 4.15. Табела садржи податак о енталпији напојне котловске воде, минималној разлици у температури, цени електричне енергије, веку трајања опреме, ефикасности преноса и дистрибуцији електричне енергије.

Табела 4.15: Додатни подаци о систему неопходни за студију случаја: енталпија напојне котловске воде h_{BFW} , минимална разлика у температури Δt_{min} , цена електричне енергије C_{el} , век трајања опреме EOL (*Economic Life*), удео испуштене котловске воде BD, ефикасности преноса и дистрибуције електричне енергије, односно ефикасност котла η_i^{el} .

тип	вредност	јединице	референца
h_{BFW}	490,20	kJ·kg ⁻¹	[75]
Δt_{min}	30	° C	[107]
C_{el}	0,113	€·kWh ⁻¹	[102]
EOL	10	godina	[108]
BD	0,03	-	[109]
η_i^{el}	0,99	-	[92]

Релације које се користе за одређивање инвестиционог трошка: електричног котла, C_i^{BEL} , цевовода C_i^{HDR} , котла за искоришћење отпадне топлоте C_i^{HRSG} и размењивача топлоте C_j^{EX} , су дате редом од (4.58) до (4.61):

$$C_i^{\text{BEL}} = (0.84 - 6.859 \cdot 10^{-5} \cdot T_i^2 + 4.042 \cdot 10^{-2} \cdot T_i - 5.0364) \cdot (136,883 \cdot M_i^{\text{stm}} + w_i \cdot 308,993) \quad (4.58)$$

$$C_i^{\text{HDR}} = (303.408 \cdot T_i - 8542,8) \cdot (M_i^{\text{stm}} + M_i^{\text{HRSG}}) \quad (4.59)$$

$$C_i^{\text{HRSG}} = (0.84 - 6.859 \cdot 10^{-5} \cdot T_i^2 + 4.042 \cdot 10^{-2} \cdot T_i - 5.0364) \cdot (82,130 \cdot M_i^{\text{stm}} + w_i \cdot 185,396) \quad (4.60)$$

$$C_j^{\text{EX}} = 110,000 + 1,150 \cdot A_j \quad (4.61)$$

а величине које се јављају у наведеним релацијама су дефинисане раније.

Једначине од (4.58) до (4.61) за прорачун трошка за наведену опрему, су преузете из рада Chauvela и сарадника [110].

Сви размењивачи топлоте се сматрају AES типом (енг. *Stationary Head-Channel=A, Shell=E, Rear Head - Floating Head=S*). Важно је напоменути да се инвестициони трошак електричних котлова одређује на основу података за котлове на природан гас уз препоручено снижење цене од 40 % како су предложили Jadun и сарадници [106]. Трошак котла за искоришћење топлоте (HRSG) се сматра једнаким трошку котла на природан гас. Све процене трошкова засноване су на подацима из 2000-тих година. Због тога су цене кориговане фактором 1.73 како би се узела у обзир просечна стопа инфлације од 2,43 % у периоду од 2001. до 2024. године [111]. На основу релација од (4.35) до (4.61) формулисан је MILP модел.

4.4.3. Анализа резултата студије случаја у оптимизацији система паре

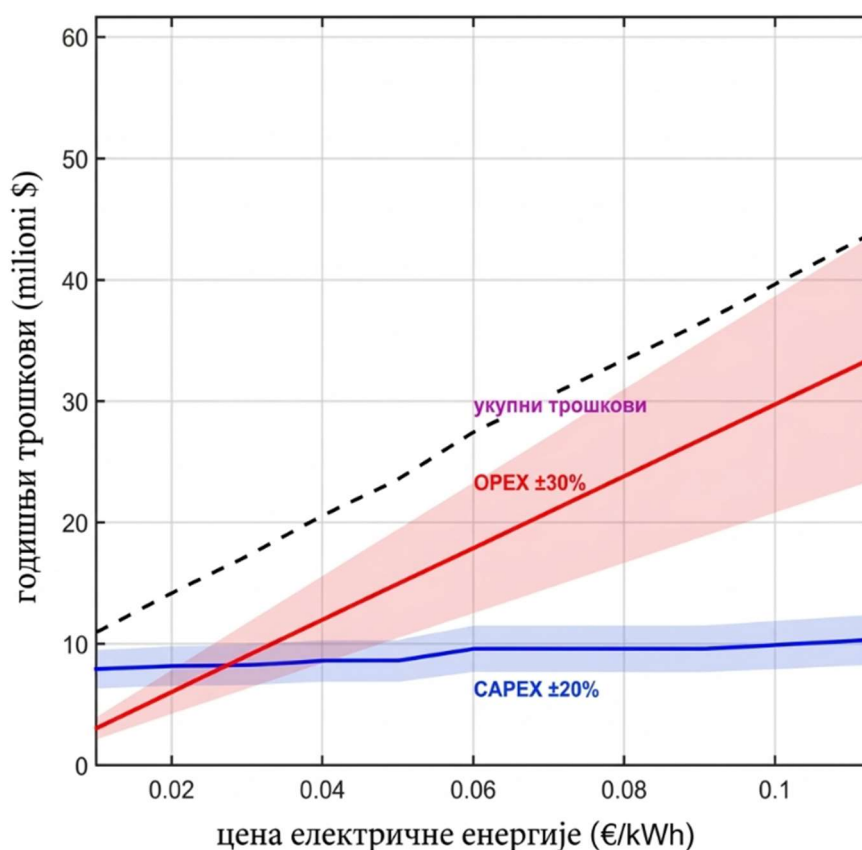
У циљу тестирања приступа, спроведена је студија случаја базирана на подацима прикупљеним из реалног погона за производњу етилена (по лиценци *Stone-a* и *Webster-a*).

На Слици 4.21 приказана је зависност годишњих трошкова од цене електричне енергије у систему паре, у фабрици етилена. Са слике се види да оперативни трошкови (OPEX) имају позитивну корелацију са ценом електричне енергије при чему цена, има највећи утицај на укупне трошкове. Са друге стране, капитални трошкови (CAPEX) остају релативно константни са мањим флукуацијама а представљају значајан део укупних трошкова. При цени електричне енергије 0,0275 €/kWh, капитални и оперативни трошкови се преклапају, што указује на промену главног извора трошкова. Након ове тачке преклапања, оперативни трошкови превазилазе капиталне са повећањем цене електричне енергије. Како цена наставља да расте, укупни трошкови су под све већим утицајем оперативних трошкова што указује на критичан значај енергетске ефикасности и стабилизације цена. Тренд укупних трошкова са поклапа са трендом оперативних трошкова што потврђује њихов значај као и сталан допринос капиталних трошкова.

Поред тога је спроведена анализа несигурности за капиталне трошкове (која износи ± 20 %) и оперативне трошкове (која износи ± 30 %) како би се узеле у обзир могуће флукуације у инвестиционим и оперативним трошковима. Ова анализа показује како променљиве тржишне цене могу значајно утицати на одлуке о инвестицијама у постројењу. Посебно је јасно колико снажан утицај на економску исплативост има флукуација цена електричне енергије. Интервали несигурности, ± 20 % за капиталне и ± 30 % за оперативне трошкове, су одабрани на основу

типичних промена уочених у раној фази техно-економских процена. Несигурности код капиталних трошкова углавном произилазе из флукуација у трошковима опреме, инсталација и инжењерских услуга које су обично у опсегу $\pm 20\%$ [112]. Са друге стране, оперативни трошкови укључују углавном трошкове електричне енергије који су подложни већим променама услед тржишних кретања, услед геополитичких фактора и енергетске политике те је зато интервал несигурности $\pm 30\%$ [113].

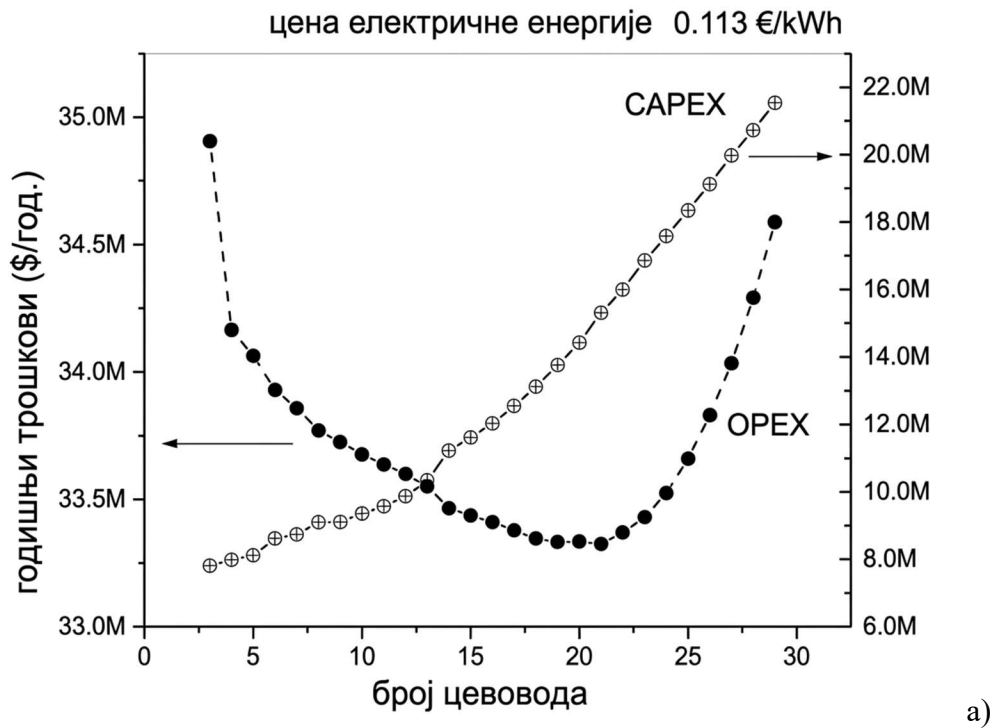
На Слици 4.22 приказан је утицај броја парних цевовода у систему паре фабрике етилена на капиталне (CAPEX) и оперативне (OPEX) трошкове при највишим (4.22a) и најнижим (4.22b) ценама електричне енергије. При највишој цени електричне енергије, оперативни трошкови чине примарну компоненту трошкова, док при најнижој цени електричне енергије капитални трошкови постају доминантан фактор. На основу анализе обе слике, 4.22a и 4.22b, уочава се да са повећањем броја парних цевовода оперативни трошкови прво опадају, али да након примене више од 21-23 цевовода, долази до њиховог значајног раста. Ово повећање оперативних трошкова је првенствено последица веће потрошње паре услед већег броја парних цевовода, што доприноси повећаној потрошњи електричне енергије за производњу паре у електричним котловима. Поред тога, пораст трошкова је одређен додатном сложености система, вишим трошковима одржавања, повећаном потрошњом енергије и смањеном ефикасношћу при регенерацији топлоте услед смањених приноса.



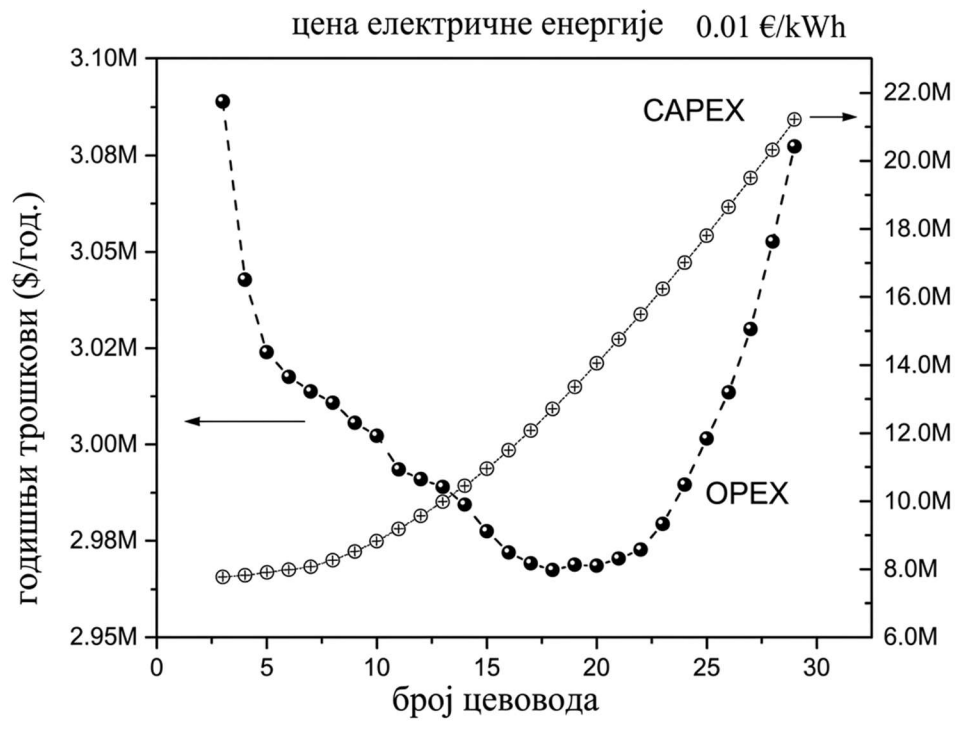
Слика 4.21 Годишњи капитални трошкови (CAPEX), оперативни трошкови (OPEX) и укупни трошкови у функцији цене електричне енергије.

Однос између цене електричне енергије и удела рекупериране топлоте из котла за искоришћење топлоте (HRSG) израженог преко односа ($Q_{\text{rec}}/Q_{\text{max}}$), приказује како се обим рекупериране топлоте мења у односу на свој максимални потенцијал у зависности од цене струје. Када цена електричне енергије порасте са 0,01 €/kWh на 0,113 €/kWh, утрошак топлоте расте са око 23 % на до 47 %.

Овај тренд директно одражава повећање оперативних трошкова, што указује на економски мотивисану оптимизацију система. Како би се ублажио пораст трошкова, систем се прилагођава већом количином искоришћене топлоте у HRSG, чиме се повећава укупна енергетска ефикасност и смањује утицај скупље електричне енергије на оперативне расходе. Најизраженији скок у утрощу топлоте запажа се када цена електричне енергије достигне 0,05 €/kWh. Узрок томе лежи у порасту оперативних трошкова што наводи систем на интензивније коришћење генерисане топлоте ради повећања укупне економске ефикасности. Оптимизацијом утроща топлоте систем повећава своју укупну енергетску ефикасност, чиме се ублажава осетљивост на флукуације цена електричне енергије и побољшава рад система.



Слика 4.22а Годишњи капитални и оперативни трошкови у функцији броја парних цевовода за најнижу цену електричне енергије: оперативни трошкови (OPEX), капитални трошкови (CAPEX).



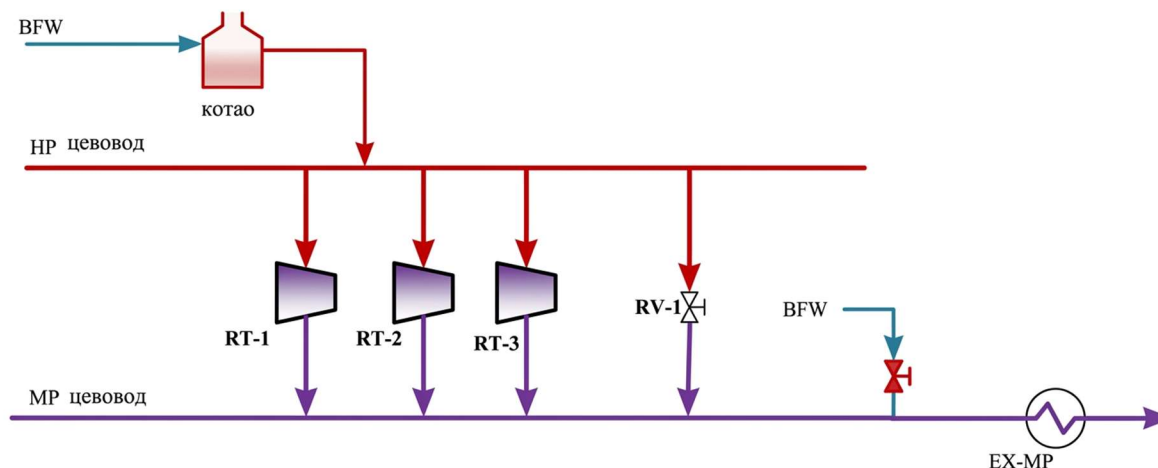
Слика 4.226 Годишњи капитални и оперативни трошкови у функцији броја парних цевовода за највишу цену електричне енергије: оперативни трошкови (OPEX), капитални трошкови (CAPEX).

4.5. Хибридни модел за прецизно предвиђање перформанси и економске одрживости

Хибридни модел, који интегрише детерминистичке и стохастичке елементе, у примени на системе паре, може побољшати начин идентификације кварова, унапредити оптимизацију перформанси система и контролу у реалном времену. Опрема, попут парних турбина и вишестепених компресора, након дужег периода употребе, губи ефикасност и склона је механичком хабању, деградацији перформанси и повећаним захтевима за одржавањем. Коришћењем модела заснованих на подацима, могуће је пратити перформансе такве опреме у реалном времену и имплементирати стратегије оптимизације које продужавају век трајања опреме и одржавају енергетску ефикасност. Такви интегрисани модели могу понудити боље предвиђање и прилагодљивост неуронских мрежа, уз очување транспарентности фундаменталних једначина. У овој анализи, развијен је хибридни приступ моделовању како би се оперативни трошкови система свели на минимум интегрисањем техника детерминистичке оптимизације са вештачком неуронском мрежом, чиме се побољшава ефикасност, поузданост и исплативост система под различитим оперативним условима.

У разматраном сегменту система паре у фабрики етилена који је шематски приказан на Слици 4.23 пара из котла (Boiler) се преко цевовода паре високог притиска (HP) дистрибуира до турбина ознаке RT-1, RT-2 и RT-3 (за погон крек гаса, пропилена и етилена), док се кроз

редукциони вентил RV-1 део паре усмерава у цевовод паре средњег притиска (MP). У MP воду се изводи мешање са котловском напјном водом (BFW) ради постизања температуре засићења, што је кључно за заштиту опреме и стабилност процеса.



Слика 4.23 Систем паре који је моделован хибридним приступом.

Недостатак мерења и детаљних оперативних података за кључне компоненте као што су: турбине (RT-1, RT-2 и RT-3), редукциони вентил (RV-1) и низводне секције система паре, доводе до ограничених могућности развоја детерминистичког модела за разматран систем. Ове компоненте показују сложено, нелинеарно понашање које се не може прецизно описати без детаљне инструментације и података о раду система.

Како би се превазишло наведено ограничење, примењује се хибридни приступ. Детерминистички модел, заснован на основним принципима термодинамике, је примењен на котло, представљајући прецизно процес производње паре. За остале компоненте система паре развијена је вештачка неуронска мрежа (ANN) која користи доступне оперативне податке. Вештачка неуронска мрежа је обучена да опише нелинеарне зависности и динамичко понашање компоненти/јединица чиме се надокнађује недостатак прецизних физичких модела и мерења у реалном времену. Очигледно је да хибридни приступ комбинује предности оба модела, прецизност детерминистичког и флексибилност неуронске мреже. Као резултат, хибридни приступ омогућава опширнију и практичнију анализу рада система паре, оптимизацију оперативних параметара као и рационално доношење одлука у променљивим условима.

Због свега напред наведеног, примарни циљ овог приступа је оптимизација система паре у фабрици етилена уз смањење оперативних трошкова (OPEX) и у исто време, смањење емисије CO₂. Економски и еколошки циљеви се могу испунити смањењем количине генерисане паре а тиме и неопходне потрошње природног гаса за котло.

Модел котла (енг. *Boiler Hardware Model* – BHM) је преузет из рада Shang-a и Kokosis-a [20], који разматрају однос између уноса горива, губитака топлоте и коначно, произведене паре. Количина топлоте која се ослобађа сагоревањем горива (Q_{fuel}) се израчунава на основу количине предате топлоте пари (Q_{steam}) и губитака топлоте (Q_{loss}).

$$Q_{\text{fuel}} = Q_{\text{steam}} + Q_{\text{loss}} \quad (4.62)$$

Топлота која се предаје пари се може израчунати на основу следеће релације:

$$Q_{\text{steam}} = (C_p T_{\text{sat}} + q) M_{\text{HP}} \quad (4.63)$$

где је: C_p – топлотни капацитет засићене паре при константном притиску ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$), T_{sat} – температура засићене паре (K), q – топлотна вредност горива ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$) и M_{HP} – масени проток паре високог притиска ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$).

Губици топлоте, Q_{loss} , се рачунају на основу следеће релације:

$$Q_{\text{loss}} = (C_p T_{\text{sat}} + q)(a M_{\text{HP}_{\text{max}}} + b M_{\text{HP}}) \quad (4.64)$$

где су a , b коефицијенти регресије који су добијени обрадом експерименталних података а $M_{\text{HP}_{\text{max}}}$ максимални масени проток паре кроз котло (t·h⁻¹).

Комбиновањем релација (4.63) и (4.64) добија се укупна енергија која се ослобађа сагоревањем горива Q_{fuel} а може се израчунати на начин:

$$Q_{\text{fuel}} = (C_p T_{\text{sat}} + q)[(1 + b)M_{\text{HP}} + aM_{\text{HP}_{\text{max}}}] \quad (4.65)$$

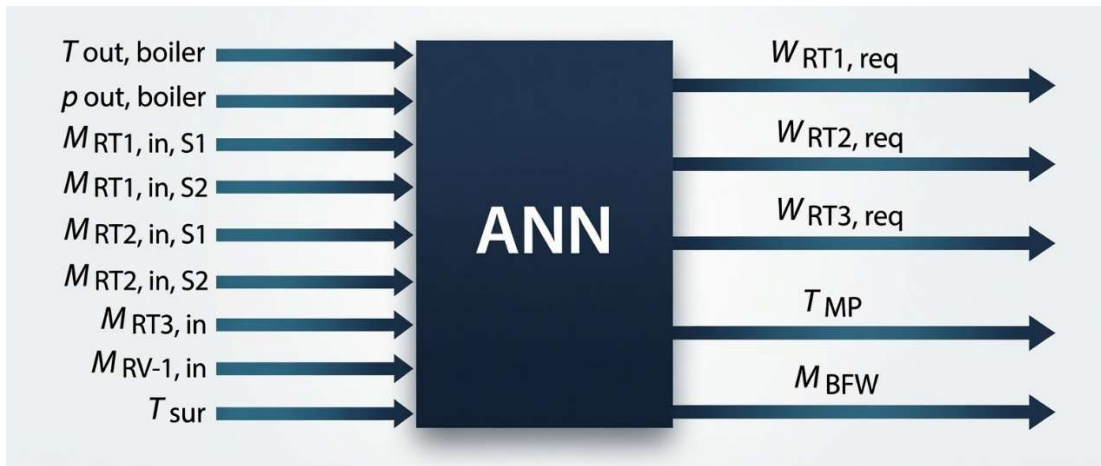
Детерминистички модел се користи за предвиђање количине енергије у котлу која је неопходна на основу његове величине и оперативних параметара, узимајући у обзир топлотне губитке и термодинамичка својства, што чини модел погодним за реалне услове.

Услед недостатка мерних података о кључним оперативним параметрима, преостали систем паре није могуће прецизно моделовати стандардним детерминистичким методама. Посебан проблем представља недостатак података о излазима три турбине које напајају МР цевовод, њиховој ефикасности, као и о условима на излазу из редукционог вентила (RV-1). Стога је за опис понашања система коришћена вештачка неуронска мрежа (ANN), приказана на Слици 4.24.

Улазни подаци за неуронску мрежу укључују: излазну температуру и притисак излазне струје котла, масене протоке паре улаза код два дела RT-1 турбине, масене протоке паре улаза код два дела RT-2 турбине, масени проток паре на улазу у RT-3 турбину и редукциони вентил, као и температуру околине. Сви наведени подаци, добијени преко мерног система, су преузети директно из постројења.

Приказана конфигурација са Слике 4.24 дефинише улазни слој вештачке неуронске мреже са девет неурона, при чему сваки неурон одговара једном од наведених улазних параметара: излазној температури котла; излазном притиску котла, масеном протоку улаза у S1 део турбине RT-1; масеном протоку улаза у S2 део турбине RT-1; масеном протоку улаза у S1 део турбине RT-2; масеном протоку улаза у S2 део турбине RT-2; масеном протоку на улазу турбине RT-3; масеном протоку на улазу редукционог вентила; температури околине. Улазни подаци су нормализовани у интервалу [-1 1] применом мин-макс нормализације и директно прослеђени неуронској мрежи која

се састоји од два скривена слоја, при чему оба садрже дванаест неурона, и излазног слоја са пет неурона.



Слика 4.24 Имплементирана неуронска мрежа на систем паре у фабрици етилена: $T_{out,boiler}$ – излазна температура котла; $p_{out,boiler}$ – излазни притисак котла, $M_{RT1,inS1}$ – масени проток улаза у прву секцију S1 турбине RT-1; $M_{RT1,ins2}$ – масени проток улаза у другу секцију S2 турбине RT-1; $M_{RT2,ins1}$ – масени проток улаза у прву секцију S1 турбине RT-2; $M_{RT2,ins2}$ – масени проток улаза у другу секцију S2 турбине RT-2; $M_{RT3,in}$ – масени проток на улазу турбине RT-3; $M_{RV-1,in}$ – масени проток на улазу редукционог вентила; T_{sur} – температура околине; $W_{RT1,req}$ – неопходна снага турбине RT-1; $W_{RT2,req}$ – неопходна снага турбине RT-2; $W_{RT3,req}$ – неопходна снага турбине RT-1; T_{MP} – температура паре средњег притиска (MP), M_{BFW} – масени проток напојне котловске воде.

Процес проласка кроз скривене слојеве мреже се изводи применом линеарне трансформације праћене нелинеарном, активационом функцијом. Линеарна трансформација подразумева пондерисану суму улаза из додатка члана помераја:

$$Z = (\sum_{i=0}^n W_i \cdot X_i) + c \quad (4.66)$$

где: Z – представља пре-активациону функцију, W – матрицу тежина за неурон i , c – вектор помераја, X – вектор улаза за неурон i .

Коришћена нелинеарна активациона функција (A) је хиперболична тангенс функција, која је имплементирана у следећем облику:

$$A = \frac{2}{1+e^{-2Z}} - 1 \quad (4.67)$$

Излазни слој се састоји од пет неурона који представљају потребну снагу три турбине ($W_{RT1,req}$, $W_{RT2,req}$ и $W_{RT3,req}$), температуру паре средњег притиска пре мешања са напојном водом котла и масени проток напојне воде котла у процесу мешања. Овај ниво користи линеарну трансформацију.

Неуронска мрежа се обучава на основу скупа података који је подељен на део од 80 % за обуку, 10 % за валидацију и 10 % за тестирање. За обуку је коришћен *Levenberg-Marquardt* алгоритам за

обуку са повратном пропагацијом, који се карактерише ефикасношћу и брзом конвергенцијом код проблема нелинеарне регресије. Број епоха обуке је постављен на 10000 како би се осигурало адекватно обучавање мреже. За оцену тачности предвиђања коришћена је максимална апсолутна процентуална грешка (енг. *Mean Absolute Percentage Error*, MAPE) јер представља прецизније мерило квалитета модела, посебно када подаци садрже променљиве различитог реда величине. Перформансе неуронске мреже, током фазе обуке, су приказане на Слици 4.25 чиме је представљена њена ефикасност у учењу основних образаца и веза унутар оперативних података.

На Слици 4.25 је дат приказ обучавања модела током 1772 епохе, уз праћење средње квадратне грешке (енг. *Mean Squared Error*, MSE) за скупове података за обуку, валидацију и тестирање. Крива обуке показује брзо почетно смањење грешке, након чега следи фаза спорије конвергенције док се коначно не достигне минимална грешка валидације која износи 4.4136×10^{-5} у епохи 1766. Блиско подударане кривих обуке, валидације и тестирања указује на успешно предвиђање модела при реалним условима као и да модел није „превише обучен“ подацима за обуку. Како би се даље проценила прецизност предвиђања, процењена је максимална апсолутна процентуална грешка (MAPE) за сваку од пет излазних променљивих. Процењене вредности износе: 0,148 %, 0,221 %, 0,491 %, 0,023 % и 0,199 % за променљиве: потребну снагу три турбине ($W_{RT1,req}$, $W_{RT2,req}$ и $W_{RT3,req}$), температуру паре средњег притиска пре мешања са напојном водом котла и масени проток напојне воде котла у процесу мешања, редом.

Развијен хибридни модел је коришћен за смањење оперативних трошкова и истовремено смањење емисије CO₂, преко релација:

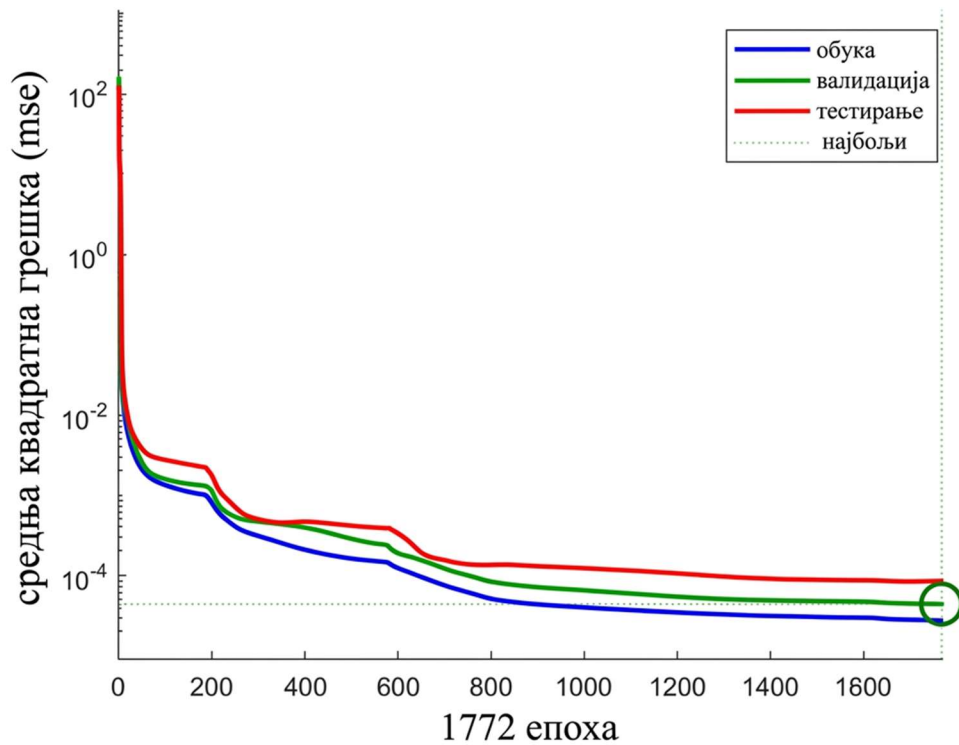
$$M_{HP} = M_{RT1,in} + M_{RT2,in} + M_{RT3,in} + M_{RV-1,in} \quad (4.68)$$

$$M_{MP} = M_{RT1,out} + M_{RT2,out} + M_{RT3,out} + M_{RV-1,out} + M_{BFW,MP,NN} \quad (4.69)$$

Наведени масени протоци M_i (t·h⁻¹) у претходне две релације се односе на:

M_{HP} – пару високог притиска; $M_{RT1,in}$ – проток на улазу у крек-гас турбину (RT-1); $M_{RT2,in}$ – проток на улазу у пропиленску турбину (RT-2); $M_{RT3,in}$ – проток на улазу у етиленску турбину (RT-3); M_{MP} – пару средњег притиска; $M_{RT1,out}$ – проток на излазу из крек-гас турбине; $M_{RT2,out}$ – проток на излазу из пропиленске турбине; $M_{BFW,MP,NN}$ – проток напојне воде котла која улази у цевовод средњег притиска (MP) која се процењује помоћу неуронске мреже (*Neural Network*, NN).

Релација (4.68) дефинише масени проток у цевоводу паре високог притиска (HP) као збир улазних масених протока три парне турбине и редукционог вентила. Једначина (4.69) приказује масени проток у цевоводу средњег притиска (MP) као збир излазних масених протока из три парне турбине, из редукционог вентила и протока напојне воде котла.



Слика 4.25 Приказ могућности предвиђања неуронске мреже преко средње квадратне грешке током обуке (плава линија), валидације (зелена линија) и тестирања (црвена линија) кроз епохе.

Напојна вода котла се процењује уз помоћ вештачке неуронске мреже. Укупна топлота и проток природног гаса су дати следећим релацијама:

$$Q = M_{\text{BFW}}(h_L - h_{\text{BFW}}) + M_{\text{HP}}(h_{\text{SH}} - h_L) \quad (4.70)$$

$$M_{\text{NG}} = \frac{Q}{0.85 \cdot \text{LHV}} \quad (4.71)$$

где Q представља укупну топлотну енергију (MW), M_{BFW} масени проток напојне котловске воде ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$), h_L специфичну енталпију воде у течном стању при радном притиску ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$), h_{BFW} специфичну енталпију напојне воде котла ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$), h_{SH} специфичну енталпију прегрејане паре која излази из котла ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$), M_{NG} масени проток природног гаса ($\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$), и LHV – доњу топлотну вредност природног гаса ($\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$).

Релације (4.70) и (4.71) одређују топлоту која је ослобођена сагоревањем горива у котлу и одговарајућу количину природног гаса која је неопходна за ову количину топлоте. У једначини (4.71) је назначено да се 85 % енергије настале сагоревањем природног гаса преноси на котао, као корисна топлота. Једначина (4.72) дефинише оперативне трошкове (OPEX) као збир трошкова природног гаса и таксе која се односи на емисију угљен-диоксида.

$$\text{OPEX} = \text{Pr}(\text{NG}) \cdot M_{\text{NG}} + \text{EF}(\text{CO}_2) \cdot M_{\text{NG}} \cdot \text{CTX} \quad (4.72)$$

где је $\text{Pr}(\text{NG})$ цена природног гаса ($\text{\$} \cdot \text{kg}^{-1}$), $\text{EF}(\text{CO}_2)$ емисиони фактор за CO_2 ($\text{kg CO}_2 \cdot \text{kg}^{-1} \text{ NG}$), CTX такса на емисију угљен-диоксида који настаје сагоревањем природног гаса ($\text{\$} \cdot \text{kg}^{-1}$).

Оперативни трошкови су смањени на основу следећих ограничења:

$$|W_{RTi,req} - W_{RTi,NN}| \leq 0,01 \quad \text{for } i = 1,2,3 \quad (4.73)$$

$$M_{MP} \geq M_{MP,req} \quad (4.74)$$

где је $W_{RTi,req}$ потребна снага турбине i (MW), $W_{RTi,NN}$ предвиђена снага турбине i , процењена применом вештачке неуронске мреже (MW) и $M_{MP,req}$ неопходан масени проток паре средњег притиска ($t \cdot h^{-1}$).

Релација (4.73) указује на чињеницу да разлика између потребне снаге турбине и вредности предвиђене неуронском мрежом мора бити сведена на минимум, док релација (4.74) представља услов материјалног биланса за цевовод паре средњег притиска да, улазни масени проток паре мора бити једнак или већи од неопходног протока паре.

Предложени хибридни модел спаја детерминистички модел котла, који се користи за прорачун ослобођене топлоте сагоревањем горива, са вештачком неуронском мрежом која служи као извор додатних информација неопходних за постављање ограничења модела.

4.5.1. Конфигурација хибридног модела и оптимизација параметара

Параметри котла и система паре који су коришћени у хибридном моделу, су приказани у Табели 4.16 а добијени су на основу оперативних података парног система фабрике етилена, Петрохемије.

Да би се одредили параметри вештачке неуронске мреже коришћен је оптимални режим рада парног система. Процењени оптимални параметри се користе као улаз неуронске мреже. Вредности параметара су прерачунате нормализацијом улазних података на бездимензиону скалу од -1 до 1. За сваку променљиву, нормализоване (оптимизоване) вредности, x_{opt} , су израчунате према релацији:

$$x_{opt} = 2 \cdot \frac{(x_{in} - x_{min})}{x_{max} - x_{min}} - 1 \quad (4.75)$$

где x_{in} представља стварну улазну вредност, x_{min} и x_{max} доњу и горњу границу вредности одговарајућег параметра. Овај начин обезбеђује да су сви параметри оптимизовани унутар могућег (изводљивог) опсега.

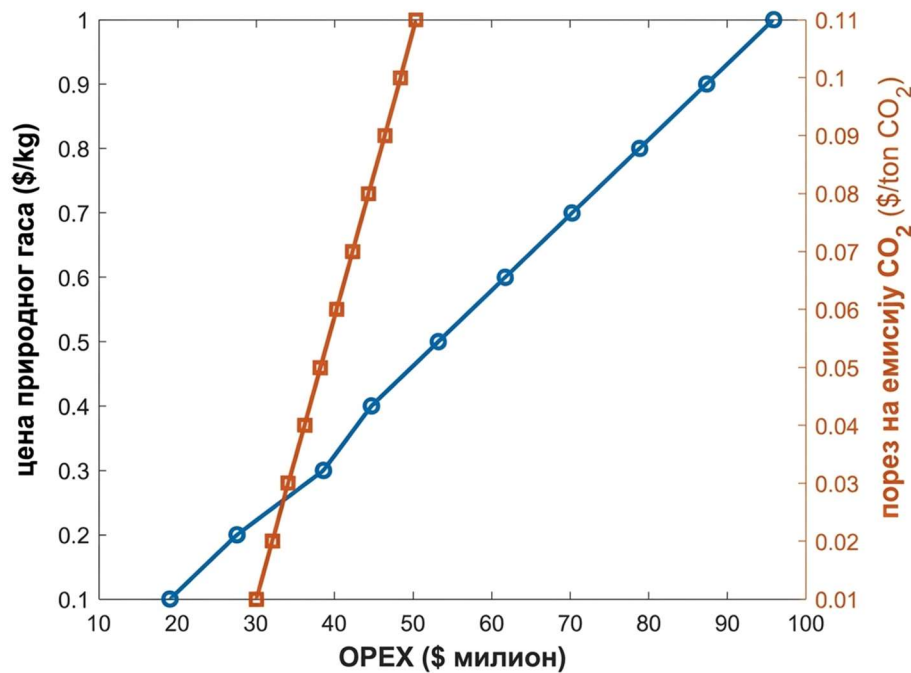
Табела 4.16: Параметри котла и парног система који су коришћени у хибридном моделу преузети из оперативних података парног система фабрике етилена: $T_{\text{out,boiler}}$ – излазна температура котла; $p_{\text{out,boiler}}$ – излазни притисак котла, $M_{\text{RT1,inS1}}$ – масени проток улаза у прву секцију S1 турбине RT-1; $M_{\text{RT1,ins2}}$ – масени проток улаза у другу секцију S2 турбине RT-1; $M_{\text{RT2,inS1}}$ – масени проток улаза у прву секцију S1 турбине RT-2; $M_{\text{RT2,ins2}}$ – масени проток улаза у другу секцију S2 турбине RT-2; $M_{\text{RT3,in}}$ – масени проток на улазу турбине RT-3; $M_{\text{RV-1,in}}$ – масени проток на улазу редукционог вентила; T_{sur} – температура околине; M_{BFW} – масени проток напојне котловске воде; M_{NG} – масени проток природног гаса ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$); LHV – доња топлотна вредност природног гаса ($\text{MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$); h_{SH} – специфична ентлапија прегрејане паре која излази из котла ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$); h_{BFW} – специфична енталпија напојне воде котла ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$); h_{L} – специфична енталпија воде у течном стању при радном притиску ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$); M_{HP} – пара високог притиска ($\text{t}\cdot\text{h}^{-1}$); M_{HPmax} – максимални масени проток паре кроз котао ($\text{t}\cdot\text{h}^{-1}$); a, b – коефицијенти регресије који су добијени обрадом експерименталних података.

котао		систем паре	
$M_{\text{HP}} (\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	169	$T_{\text{out,boiler}} (^\circ\text{C})$	465
$M_{\text{BFW}} (\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	178	$p_{\text{out,boiler}} (\text{bar})$	102
$h_{\text{BFW}} (\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	502,4	$M_{\text{RT1,in, S1}} (\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	86,0
$h_{\text{L}} (\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	1416,4	$M_{\text{RT1,in, S2}} (\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	45,4
$h_{\text{SH}} (\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	3280,1	$M_{\text{RT2,in, S1}} (\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	60,0
$Q (\text{MW})$	132,6	$M_{\text{RT2,in, S2}} (\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	46,3
$\text{LHV} (\text{MJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	52,5	$M_{\text{RT3,in}} (\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	22,9
$M_{\text{NG}} (\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	3	$M_{\text{RV-1,in}} (\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	0,06
$M_{\text{HPmax}} (\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	260	$T_{\text{sur}} (^\circ\text{C})$	15
a	0,0126		
b	0,2156		

Након развоја неуронске мреже, матрице тежине су постављене за сваки слој. Матрице W_1 и W_2 , које одговарају првом и другом скривеном слоју, имају димензије $[12 \times 9]$ док матрица излазног слоја, W_3 , има димензије $[5 \times 12]$. За сваки слој су формиран вектори помераја c_1 и c_2 за скривене слојеве (сваки садржи дванаест елемената) и c_3 за излазни слој који садржи пет елемената. Тако оба скривена слоја садрже 12 неурона а излазни слој 5 неурона. Након што су генерисане матрице тежина и вектори помераја, процењене су вредности пре-активационе функције Z и активационе функције A .

4.5.2. Анализа резултата и евалуација одрживости у реалним тржишним условима

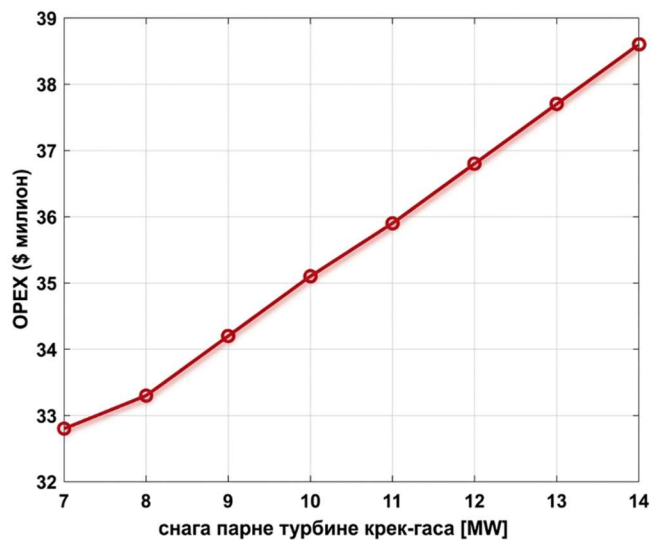
Резултати добијени применом хибридног модела показују да модел прецизно симулира динамичко понашање система паре при различитим радним условима. Слика 4.26 приказује однос оперативних трошкова (ОРЕХ) и два важна економска фактора: цене природног гаса и пореза на емисију угљен-диоксида.



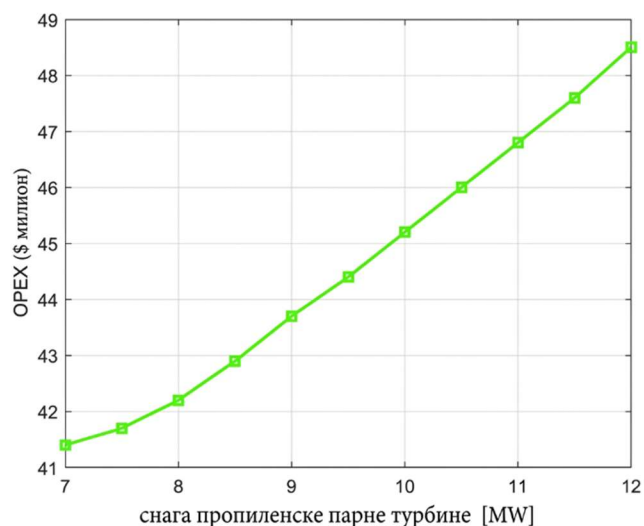
Слика 4.26 Однос оперативних трошкова и економских фактора: цене природног гаса (лева у–оса) и пореза на емисију угљен-диоксида (десна у–оса).

Са Слика 4.26 се може уочити да цена природног гаса има много већи утицај на оперативне трошкове од таксе на угљен-диоксид. Приказани резултати показују позитивну линеарну корелацију између OPEX и обе променљиве. Док зависност таксе на емисију угљен-диоксида и OPEX има већи нагиб, корелација између цене природног гаса и OPEX покрива шири опсег, што указује на чињеницу да цена гаса има већи кумулативни утицај. Са друге стране, порез на угљен-диоксид показује већу локалну осетљивост, што значи да чак и мале промене унутар одређених граница могу довести до уочљивих флукуација оперативних трошкова.

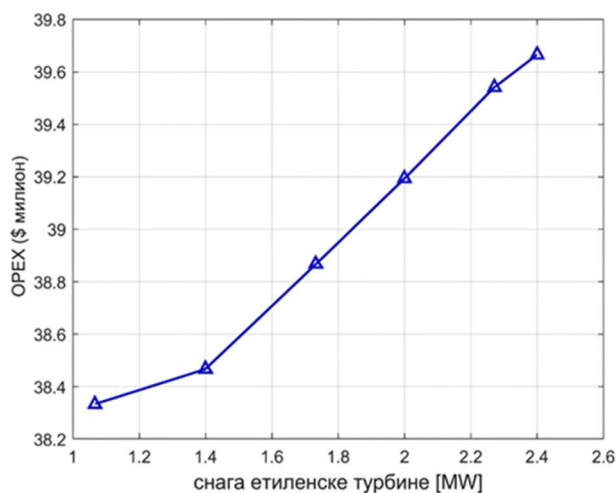
На Слици 4.27 приказан је утицај снага турбина на оперативне трошкове парног система. Повећање снаге турбине крек-гаса са 7 MW на 14 MW води ка скоро линеарном порасту оперативних трошкова од око 32,8 милиона долара на 38,9 милиона долара (Слика 4.27а). Очигледно је да турбина крекованог гаса има значајан и директан утицај на оперативне трошкове услед тога што обезбеђује већи део механичке снаге у систему. Стабилан раст OPEX указује на зависност од трошкова, повезаних са потрошњом горива, условима оптерећења или смањењем ефикасности при већим оптерећењима.



а)



б)



ц)

Слика 4.27 Утицај снаге различитих турбина на оперативне трошкове: а) парне турбине крек-гаса б) пропиленске парне турбине ц) и етиленске турбине.

На Слици 4.27б може се уочити сличан тренд утицаја снаге на ОРЕХ за пропиленску турбину, где оперативни трошкови расту од 41,3 милиона долара на 48,6 милиона долара при повећању снаге турбине са 7 MW на 12 MW. Оштрији пораст ОРЕХ у поређењу са порастом са Слике 4.27а указује на то, да пропиленска турбина има и већи утрошак по MW, због специфичних услова рада или због ефикасности у конверзији енергије. Овај резултат наглашава важност пажљивог управљања снагом ове турбине како би се утицај на трошкове свео на минимум.

Коначно, Слика 4.27ц приказује везу између снаге етиленске турбине и оперативних трошкова, при чему је распон снаге ове турбине мањи и иде од 1,25 MW до 2,4 MW. Са Сlike 4.27ц се може уочити да оперативни трошкови благо расту са 38,5 милиона долара на око 39,6 милиона долара. У овом уском радном опсегу, сваки, па и најмањи, корак у повећању излазне снаге директно се одражава на пораст оперативних трошкова.

5. Дискусија резултата

У овом поглављу детаљно ће се анализирати резултати добијених кроз различите фазе истраживања, од термодинамичке процене деградације појединачних компоненти енергана, преко оптимизације структуре мреже, до примене напредних хибридних модела. Добијени резултати указују да развијена методологија, приказана на примерима индустрије челика и петрохемије, представља основу која се потенцијално може проширити и на друге енергетски интензивне индустријске секторе. Анализирају су четири кључна стуба која дефинишу могућа унапређења индустријских енергана: (1) стварне перформансе опреме, (2) флексибилност конфигурације, (3) економска осетљивост и (4) примена вештачке интелигенције.

Анализа стварних перформанси на примеру вишестепених компресора са парним турбинама недвосмислено показује да је познавање степена деградације опреме пресудно за прецизност сваког оптимизационог модела. Истовремено, неефикасност система директно повећава специфичну потрошњу енергије, чиме замена парних погона постаје не само еколошки, већ и економски императив.

Када је у питању флексибилност конфигурације, примена MILP модела на постројења са системима паре је показала да се кроз пажљиву селекцију парних нивоа и оптимизацију распореда размењивача топлоте може постићи значајно смањење трошкова. Разматране су и превојне тачке (нпр. број парних водова), где додатна сложеност система престаје да доноси уштеде и почиње да генерише веће оперативне трошкове.

Посебан фокус је на анализи осетљивости за дефинисање *Pareto* решења. Резултати су показали да је економска одрживост електрификације енергана директно условљена ценом електричне енергије и висином такси на CO₂, при чему су идентификовани критични прагови изнад којих оперативни трошкови почињу да доминирају над капиталним улагањима.

Коначно, резултати примене ANN у оквиру хибридног модела потврђују да вештачка интелигенција ефикасно компензује недостатке детерминистичких модела. Ово је кључно за концепт „дигиталног близанца” енергане, који омогућава оператерима да у реалном времену предвиде потребно гориво и прилагоде систем променљивим тржишним условима.

5.1 Процена перформанси и анализа деградације вишестепених компресора повезаних на парне турбине (SDMSCS)

Пре него што се крене у декарбонизацију било које индустријске енергане, неопходно је извести реалну процену тренутних перформанси опреме са највећим уделом у потрошњи енергије. Вишестепени компресорски системи покренути парним турбинама (SDMSCS) представљају основну компоненту енергане у процесној индустрији, али су истовремено и примарни извори енергетских губитака услед дуготрајне експлоатације. Управо ови системи представљају најизраженији потенцијал за електрификацију, јер се замена парног погона електричним моторима директно одражава на укупну енергетску ефикасност постројења.

Резултати ове анализе показују да је идентификација степена деградације кључна за доношење исправних одлука о могућностима електрификације.

Истраживање оперативних параметара вишестепених компресорских система повезаних на парне турбине (SDMSCS) у фабрици етилена открива сложену слику деградације опреме, што је од кључног значаја за оптимизацију процеса. Разматрани резултати су добијени анализом три специфична компресорска система, са посебним акцентом на значајно одступање перформанси у компресорском систему крекованог гаса. С друге стране, расхладни компресорски системи показују знатно боље очуване перформансе, што наглашава потребу за дијагностичким моделима. Добијени резултати, иако засновани на студији случаја у фабрици етилена, указују на општи проблем који се јавља при процени стања опреме у индустријским енерганама, јер различити погони показују различит ниво деградације, што се мора узети у обзир приликом моделовања електрификације на нивоу читаве енергане.

Развијени приступ моделовања је процењен кроз експерименте у индустрији спроведене на три различита компресорска система покренута паром (SDMSCS) који раде у оквиру постројења за производњу етилена. Системи као што су компресор крекованог гаса, пропиленски компресор и етиленски компресор се разликују по броју степени компресије (четири, три и два, редом) и по стратегијама међустепеног хлађења. Систем за крековани гас користи индиректно хлађење између степена компресије, док пропиленски и етиленски системи користе рециклирани гас за међустепено хлађење.

Предмет истраживања је било поређење политропских ефикасности предвиђених моделом са пројектним спецификацијама при различитим запреминским протоцима при константном броју обртаја осовине (100%). На основу резултата поређења, уочава се да поузданост модела зависи од конкретног компресорског система и степена компресије који се разматра.

За компресорски систем крекованог гаса, уочена су највећа одступања између политропске ефикасности предвиђене моделом и пројектованих вредности. Кроз сва четири степена, разлике су се кретале од 1,6 % до 20 %, при чему је трећи степен показао највеће просечно одступање од 14,7 %. Насупрот томе, први и четврти степен компресије су показали умеренија просечна одступања од приближно 8 %. Одступање рада на осовини је такође било најизраженије за овај степен, достижући и до 37,2 % при нижим протоцима. Модел доследно предвиђа ниже вредности политропске ефикасности у односу на пројектне спецификације кроз све степене система крекованог гаса, што указује на чињеницу да је овај систем претрпео значајну деградацију перформанси у односу на своје пројектне спецификације. Велика уочена одступања, посебно у другом и трећем степену компресије се могу приписати одређеним факторима као што су: запрљаност унутрашњих компоненти услед сложене и потенцијално корозивне природе крекованог гаса, ерозију површина радног кола и механичка оштећења у турбини. Пораст одступања са сваким наредним степеном компресије сугерише присуство кумулативних термодинамичких губитака.

Екстремна деградација политропске ефикасности од 37,2 % уочена код компресорског система крекованог гаса представља изазов у индустријским енерганама које раде са сложеним или корозивним флуидима. Са становишта декарбонизације, овакав степен неефикасности директно подиже специфичну потрошњу енергије и чини инвестицију у електромоторе економски најисплативијим решењем за овај тип потрошача.

Пропиленски компресорски систем је показао значајно боље слагање резултата модела и пројектованих вредности. Просечна одступања политропске ефикасности су износила само 1,7 %, 1,4 % и 4,0 % за први, други и трећи степен компресије, редом. Одступања рада на осовини су

била ниска, крећући се од 1,1 % до 10,7 %, при чему је већина радних тачака била испод 4 %. Важно је напоменути да је при вишим протоцима у другом и трећем степену, ефикасност предвиђена моделом била нешто већа од пројектних вредности. Ово одступање може указивати на то да компресор у датим условима ради ефикасније од номиналног пројектног режима, односно да пројектне криве вероватно укључују конзервативне сигурносне маргине.

Уопштено добро слагање уочено у овом систему указује на то да је пропиленски компресор претрпео релативно малу деградацију перформанси и да је методологија моделовања добро прилагођена системима који раде блиско својим пројектованим условима. Чистија природа пропиленског флуида, у поређењу са крекованим гасом, вероватно доприноси боље очуваном механичком и аеродинамичком стању овог компресора.

За етиленски компресорски систем, уочен је умерен ниво слагања резултата модела и пројектних вредности. Први степен је показао просечно одступање у политропској ефикасности од приближно 6 %, са одступањима рада на осовини између 7,5 % и 10,7 %, док је други степен показао боље слагање са просечним одступањем од 3 % и одступањима рада на осовини у интервалу од 2,8 % до 9,5 %. Занимљиво запажање за други степен компресије јесте да су ефикасности предвиђене моделом премашиле пројектне вредности у неколико радних тачака при већим протоцима. Ови резултати могу указивати на то да је компресор „конзервативно“ пројектован за овај степен или да радни услови (као што су побољшани улазни услови који произилазе из ефикасног међустепеног хлађења рециклираним гасом) повољно утичу на перформансе другог степена. Релативно компактна двостепена конфигурација овог система, у комбинацији са једноставнијим распоредом турбине са противпритиском уместо екстракционе турбине, може допринети смањењу кумулативне грешке у поређењу са четворостепеним системом крекованог гаса.

Кроз све три студије случаја, појавио се доследан тренд, при вишим вредностима релативног запреминског протока, модел показује већу тачност. Ово запажање је посебно уочљиво у четвртој степену система крекованог гаса, где се одступање рада на осовини драматично смањило са 21,5 % (при релативном протоку од 59,8 %) на само 2,6 % (при релативном протоку од 92,4 %). Слично томе, у трећем степену пропиленског система, одступање се променило са 10,7 % (при релативном протоку 66,7 %) на 2,0 % (при релативном протоку 85,7 %). Оваква зависност се може објаснити самом природом кривих центрифугалних компресора: при ниским протоцима који се приближавају условима прекомерног напона, зоне рецикулације унутар канала радног кола стварају високо нелинеарне радне режиме које је тешко тачно описати полиномским регресионим моделима кривих компресора. При већим протоцима, струјање постаје стабилније и предвидљивије, што омогућава мултилинеарним регресионим моделима да са већом тачношћу опишу радне карактеристике. Са практичног становишта, резултати показују да је модел најпоузданији у стандардном радном режиму, типичном за савремена индустријска постројења.

Разлика у резултатима између три анализирана случаја потврђује да стање опреме у индустријској енергетици није униформно. Док системи са чистијим радним флуидима (попут пропиленског) задржавају перформансе близу пројектованих (одступања испод 4 %), системи изложени тежим радним условима захтевају хитну реконфигурацију. Ово указује на то да стратегија електрификације енергана не сме бити уопштена, већ вођена подацима о стварном степену деградације.

Анализа перформанси турбине, спроведена коришћењем Willans–ове методологије, пружа додатне податке о стању система. Утврђено је да је процењен коефицијент A , који представља ефикасност конверзије енергије турбине, нижи од пројектованих вредности за сва три система. За

систем крекованог гаса, коефицијент A се у процени смањено са пројектованих 0,783 на 0,69 (секција турбине са противпритиском) и са 0,81 на 0,75 (секција кондензационе турбине) што представља снижење од приближно 11,9 % и 7,4 %, редом. Ово су значајне деградације које се директно преводе у умањену ефикасност преноса снаге на осовину за специфичну потрошњу паре. Турбина пропиленског система је показала умерене губитке, са 0,795 на 0,763 (4,0 %) и са 0,775 на 0,745 (3,9 %), у складу са генерално боље очуваним стањем овог система. Турбина етиленског система је показала промену са 0,72 на 0,69 (4,2 %) које, иако умерено у процентуалном смислу, јесте значајно с обзиром на то да овај систем већ ради са најнижим пројектованим коефицијентом A од сва три случаја.

Механичка ефикасност компресорских система процењена детерминистичким моделом додатно поткрепљује ове резултате. Систем крекованог гаса је показао најнижу механичку ефикасност од 92,4 % у поређењу са пројектованом вредношћу од 97 %, што представља деградацију од 4,6 %. Пропиленски и етиленски системи показали су мања, али и даље значајна одступања, са процењеном механичком ефикасношћу од 95,4 % и 96,2 %, редом, у поређењу са пројектном вредношћу од 97 %. Смањена механичка ефикасност се може приписати хабању лежајева, деградацији заптивки, повећаним губицима трења у механизмима спајања или пропадању система за подмазивање током продужених периода рада.

Поређењем сва три случаја добија се јасна слика о стању система. Пропиленски компресорски систем се издваја као најбоље очуван, с обзиром на минимална одступања од пројектованих вредности кроз све степене и секције турбине. Код етиленског компресорског система одступања су умерена и указују на извесну деградацију, али перформансе остају у прихватљивим оквирима. Насупрот томе, компресорски систем крекованог гаса показује најизраженије знаке деградације, са значајним падом ефикасности како у степенима компресије, тако и у погонској турбини.

Процене модела указују на то да компресорски систем крекованог гаса ради са знатно већом потрошњом енергије него што то пројектована спецификација указује. Комбинација смањене политропске ефикасности кроз сва четири степена компресије и деградираних перформанси турбине значи да се знатно више паре троши по јединици компримованог гаса. Закључак, да би замена постојећег компресорског система крекованог гаса новим могла донети уштеде енергије до 10 % је утемељен на процени величине уочених одступања од пројектованих вредности. У контексту постројења за производњу етилена, где су компресорски системи међу највећим потрошачима енергије, такве уштеде би се превеле у значајна смањења оперативних трошкова и емисије гасова стаклене баште.

Употреба *Soave-Redlich-Kwong* (SRK) једначине стања за својства компримованог гаса и IAPWS-97 формулације за својства паре/воде обезбеђује ригорозну основу за термодинамичке прорачуне. SRK једначина се широко користи за смеше угљоводоника и прикладна је за радне услове који се срећу у компресорима постројења за производњу етилена. Имплементација једначина у *Python*-у уз помоћ библиотеке *Thermo*, *NumPy* и *SciPy* обезбеђује високу рачунарску ефикасност. Приступ заснован на мултилинеарној регресији за фитовање кривих компресора представља практичан компромис између сложености модела и његове способности предвиђања. Ипак, одступања уочена при ниским протоцима сугеришу да би примена сложенијих, физички утемељених регресионих модела могла повећати тачност предвиђања.

Укратко, резултати показују да развијени приступ обезбеђује поуздан и практичан алат за процену перформанси SDMSCS у реалном времену у индустријским условима. Методологија успешно идентификује системе и појединачне степене компресије са значајним губитком радне способности, квантификује енергетске губитке и пружа податке који се могу применити за

планирање како одржавања опреме тако и за могуће инвестиције. Различити степени деградације уочени кроз три система наглашавају важност праћења перформанси специфичних за систем уместо ослањања искључиво на пројектне податке које обезбеђује произвођач, који, као што ова студија потврђује, могу значајно преценити стварне перформансе опреме која је дуже време у експлоатацији.

Резултати анализе деградације опреме имају двоструки значај. Са једне стране, развијени детерминистички модел омогућава прелазак са идеалних карактеристичних кривих произвођача на реалне, радне вредности ефикасности, што је критично за тачност MILP модела који ће бити разматран у наредним поглављима. Са друге стране, одређени губици потврђују да замена застарелих парних погона електричним омогућава смањење укупне енергетске потрошње енергана за до 10 %, уз истовремено смањење годишње емисије CO₂ за око 6 %. Тиме се поставља јасан технички и економски императив за електрификацију, чиме се традиционална енергана трансформише у модеран, еколошки одржив систем заснован на прецизном моделовању реалних перформанси.

Сprovedена анализа перформанси вишестепених компресорских система (SDMSCS) у фабрици етилена доноси више кључних доприноса, који заједно чине теоријски и практични оквир за даље истраживање.

На основу стварних радних, реалних података из индустрије, успостављена је веза између врсте радног флуида и степена деградације опреме. Док су досадашња истраживања углавном третирали деградацију као униформни фактор, ова студија недвосмислено демонстрира да системи са чистијим флуидима (пропилен) одступају мање од 4 %, док системи који раде у тежим условима захтевају хитну реконфигурацију. Овим се уводи принцип диференцираног приступа у планирању енергетске ефикасности.

Развијени детерминистички модел је успео да обезбеди поуздану процену политропских ефикасности компресора у реалном времену, са повећаном тачношћу при вишим запреминским протоцима. Овиме се превазилази фундаментални проблем индустријске праксе тј. ослањање на званичне податке произвођача. Модел омогућава трансформацију са статичких, фабричких спецификација на динамичке, радне вредности, што је предуслов за било какву озбиљну оптимизацију процеса.

Најзначајнији допринос овог дела се огледа у томе што резултати анализе деградације нису остали само на нивоу дијагностике компресора. Кроз идентификацију губитака радне способности по сваком степену компресије и кроз квантификацију енергетских губитака, формирана је база података за MILP (*Mixed-Integer Linear Programming*) модел који ће бити развијен у наредном поглављу. На тај начин, анализа представља мост између термодинамичке реалности опреме и стратешког одлучивања о инвестицијама и електрификацији постројења.

5.2 Оптимизација конфигурације и оперативног рада индустријских енергана: од процесне интеграције до хибридних енергетских система

Трансформација индустријских енергана мора да задовољи два циља: економску ефикасност и еколошку одрживост, што намеће потребу за напредним математичким алатима.

Примена модела мешовитог целобројног линеарног програмирања (MILP) омогућава проналажење компромиса између супротстављених циљева тј. инвестиционих улагања (CAPEX) и оперативних трошкова (OPEX), уз истовремено значајно смањење емисије CO₂. Резултати добијени анализом фабрике етилена и индустрије челика потврђују да се овај методолошки оквир може успешно применити и на друге сложене индустријске системе паре, уз одговарајућу параметризацију и валидацију модела специфичну за сваки конкретан систем.

У том контексту, примењена вишекритеријумска оптимизација (*Multi-Objective Optimization* – МОО) омогућава истовремено доношење дискретних одлука, попут избора између конвенционалне и електричне опреме, и континуалних одлука о оптималној расподели масених и енергетских токова. Кроз систематско разматрање *Pareto* оптималних решења, у дискусији се идентификују превојне тачке економске одрживости, указујући на чињеницу да оперативни трошкови (OPEX) доминирају у укупној структури трошкова при вишим ценама енергената.

Истраживање обухвата процену четири различите конфигурације постројења, од система потпуно зависних од фосилних горива до система са нето нултом емисијом, уз анализу водоника као кључног фактора флексибилности у условима тржишне нестабилности. У овом поглављу се детаљније образлажу добијени резултати кроз призму структуре трошкова, осетљивости на тржишне промене и техничке изводљивости декарбонизације, уз налажење решења применљивих на широк спектар индустријских система паре.

5.2.1 Економска анализа декарбонизације кроз оптимизацију MILP -ом

Примена MILP оптимизационог модела на индустријске енергане омогућава истовремено сагледавање економских и еколошких аспеката. Анализа *Pareto* скупа решења јасно дефинише неопходан компромис између економских циљева и императива декарбонизације индустријских енергана. Када се емисија CO₂ третира као системско ограничење, а укупни трошкови као примарна функција циља, резултати показују да су оперативни трошкови (OPEX) доминантни у укупној структури трошкова, при чему порез на емисије и капитална улагања (CAPEX) представљају секундарне, али такође врло значајне факторе.

Минимални укупни трошкови се постижу при максималним нивоима емисије, што само потврђује економску предност конвенционалних технологија када нема строгих еколошких регулатива. Резултати оптимизације идентификују критичну превојну тачку при смањењу емисије на око 8 t/h, када укупни трошкови достижу свој максимум. Ова појава је последица уласка у тзв. неефикасну „хибридну зону“ транзиције: прелазак на енергетски ефикасне електричне прегрејаче је неопходан за почетно смањење емисије, али истовремено задржавање конвенционалних котлова на природни гас генерише значајан финансијски терет кроз порезе на угљен-диоксид.

Даљом редукцијом емисије ка нули, крива укупних трошкова поново опада. Овакав тренд открива кључну економску логику савремених постројења: потпуна декарбонизација се често показује исплативијом од делимичне електрификације. Елиминацијом уређаја на фосилна горива не само да се потпуно укидају порези на CO₂, већ се користи и енергетска ефикасност електричне опреме, чиме се обезбеђује дугорочна економска одрживост индустријске енергане.

Анализа осетљивости потврђује да су трошкови декарбонизације изразито осетљиви на промене цена електричне енергије. Резултати показују да док су капитални трошкови (CAPEX) стабилни и могуће их је предвидети, оперативни трошкови (OPEX) су променљиви и одређују

колико је конкурентан електрификован процес. Симулације сценарија са порастом цене електричне енергије за 50 %, 100 % и 150 % потврђују пропорционалан раст оперативних трошкова. Удео OPEX у укупним трошковима прогресивно расте, што указује на то да трошкови енергије постају доминантан фактор укупне ефикасности постројења.

Посебно је значајно одредити критичне тачке превоја у економском моделу: при ценама електричне енергије нижим од 0,0275 €/kWh, капитална улагања чине већи део укупних трошкова, док изнад овог прага OPEX постаје доминантан. Ова промена економске осетљивости захтева трансформацију енергана у флексибилан систем способан за динамичку расподелу енергетских извора. У условима екстремних тржишних шокова, када цена електричне енергије пређе критичну границу (нпр. изнад 3,25 \$/kWh), модел предвиђа да је неопходна хибридизација или прелазак на водоничне технологије, што би осигурало економску стабилност. Поред тога, високе цене струје намећу потребу за већом рекуперацијом енергије, где примена HRSG генератора омогућава значајно смањење трошкова кроз искоришћење отпадне топлоте, чиме се додатно оптимизује енергетски биланс индустријског комплекса.

Надаље, порез на CO₂ не представља само маргинални оперативни трошак, већ постаје значајан фактор који утиче на економију и управљање индустријским процесима. При минималним стопама од 0,1 \$/t CO₂, трошкови емисија су практично занемарљиви, чиме се вештачки одржава економска предност конвенционалних технологија на фосилна горива. Међутим, са увођењем реалних тржишних стопа које достижу 130,81 \$/t CO₂, порез на емисије преузима доминантну улогу у структури укупних трошкова, достижући вредности од приближно 2200 \$/h у сценаријима са високим емисионим интензитетом. Овакав пораст трошкова суштински мења приоритете, те традиционална решења (попут конвенционалних котлова на гас) постају економски повољна само у одсуству регулатива.

У том смислу, порез на CO₂ представља кључни покретач енергетске транзиције, при чему код цене од око 52 \$/t CO₂ хибридне и електрификоване конфигурације постају економски исплативије. Истраживање је идентификовало да порез поседује изражену локалну осетљивост, будући да чак и релативно мала повећања стопа унутар одређених граница могу изазвати нагле промене у оперативним одлукама и подстаћи инвестиције у електрификацију како би се смањио финансијски ризик. Важно је нагласити да је ова компонента трошкова, за разлику од цена електричне енергије, предвидива у економским моделима, што омогућава доносиоцима дугорочно планирање инвестиционих стратегија.

Резултати показују да висина пореза на угљен-диоксид има двоструки ефекат: високе стопе поред високих цена електричне енергије угрожавају економску одрживост постројења док ниске стопе не покрећу промене ни технолошку транзицију. Оптимални стратешки оквир, произашао из ове анализе, захтева успостављање компромиса: порез на CO₂ треба да буде довољно висок да оправда капитална улагања (CAPEX) у електричне уређаје, али истовремено усклађен са подстицајима за снижењем цена обновљиве енергије како би се осигурала глобална конкурентност индустријског сектора.

Кроз анализу четири различите конфигурације система, дефинисан је пут ка декарбонизацији индустријских енергана, који се креће од традиционалних система на фосилна горива до потпуно електрификованих постројења са нултом емисијом. Детаљи конфигурација су следећи:

1. Конвенционална енергана: Први сценарио осликава тренутно стање већине индустријских погона где доминантно присуство природног гаса резултује максималним интензитетом емисије (17,31 t CO₂/h). Овај модел представља основу за мерење свих будућих уштеда.

2. Модел оперативне ефикасности: Увођење турбогенератора у другом сценарију показује како се примарна потрошња енергије може оптимизовати кроз боље искоришћење пада притиска паре, чиме се емисија смањује на 15,44 t CO₂/h без суштинске промене енергетске структуре.
3. Хибридни прелазни модел: Трећи случај представља ефикасност стратешке замене критичних тачака потрошње. Делимична замена конвенционалних прегрејача електричним системима доводи до наглог пада емисија на 7,89 t CO₂/h, уз прихватљив раст оперативних трошкова, што овај модел чини најатрактивнијим за постепено прилагођавање тржишним условима.
4. Циљни модел нулте-емисије: Четврти сценарио представља потпуну електрификацију где се, ослањањем искључиво на електричне котлове и прегрејаче, елиминише потреба за фосилним горивима, чиме се постиже потпуна декарбонизација процеса.

Кључни закључак анализе је да електрификација индустријских система паре не смањује само емисије, већ и укупну потрошњу енергије, што има значајне импликације на пројектовање система. Четврти сценарио показује најнижу укупну потрошњу енергије управо захваљујући потпуној електрификацији, пошто електрична опрема надмашује конвенционалне системе сагоревања у енергетској ефикасности. Ово потврђује хипотезу да је замена парне инфраструктуре електричном термодинамички оправдана чак и пре него што се размотре еколошке предности.

У погледу интеграције турбогенератора, резултати указују на промену њихове улоге у зависности од степена електрификације. Иако имају кључну улогу у побољшању ефикасности, у потпуно електрификованим системима њихов значај опада, односно постају секундарни у односу на јефтину електричну енергију из обновљивих извора. Може се закључити да турбогенератори нуде највећу економску вредност у хибридним конфигурацијама, где се кроз когенерацију и рекулпацију отпадне топлоте значајно смањује енергетска зависност целог индустријског комплекса.

Техно-економска анализа осетљивости на флукуације цена струје показује да водоничне технологије имају кључну улогу у одржавању економске стабилности процеса декарбонизације индустријских постројења. Резултати јасно показују динамику замене енергената: у широком распону цена електричне енергије (од 0,75 \$/kWh до 3,25 \$/kWh) оптимизациони модел задржава уравнотежену хибридну комбинацију у којој се водоник и електрична енергија међусобно допуњују. У овом режиму, водонични прегрејачи бележе највећи интензитет рада, чиме се обезбеђују неопходни термодинамички параметри паре, уз истовремено задржавање економске конкурентности целог система.

Међутим, откриће преломне тачке на 3,25 \$/kWh јесте кључан закључак за пројектовање енергана. Изнад ове границе, из економских разлога долази до драстичне промене у раду: потрошња електричне енергије пада на нулу, а погон на водоник потпуно преузима производњу. Ово показује да водоник није само алтернативно гориво, већ стратешки алат који омогућава енергани да остану профитабилна чак и током екстремних тржишних нестабилности.

Поред доказаних предности у погледу оперативне ефикасности, интеграција оваквих решења у реалним индустријским системима захтева интегрисани приступ планирању инфраструктуре. Велики обим почетних улагања (CAPEX) у инфраструктуру за „зелени“ водоник од производње, преко складиштења, до дистрибуције остаје основна препрека његовој краткорочној економској оправданости. У том смислу, развијени оптимизациони модел сугерише да будућа пројектована индустријска енергана мора бити модуларна и динамички прилагодљива, омогућавајући

постепени прелазак са делимичне на потпуну хибридизацију у складу са развојем глобалног тржишта водоника и падом цена пратеће опреме. На овај начин, водоник пружа неопходну отпорност систему, штитећи индустријски комплекс од ценовних шокова струје, а да се при томе не жртвују циљеви декарбонизације.

Сprovedена MILP оптимизација конфигурације индустријске енергана даје следеће кључне доприносе:

На основу реалних индустријских података, утврђено је да не постоји пропорционална веза између угљеничног отиска и укупних трошкова. Идентификована је критична превојна тачка при смањењу емисије на приближно 8 t/h, када укупни трошкови достижу максимум, што указује на постојање „хибридне зоне“, сценарија у којем је делимична електрификација, економски најнеповољнија. Потпуна електрификација (0 t/h) се показује исплативијом од делимичне, јер уклањањем фосилних уређаја престају обавезе плаћања пореза на CO₂, док се истовремено користи виша енергетска ефикасност електричне опреме. Уместо постепене, предлаже се циљана трансформација чиме се омогућава директан прелазак на одржива решења.

Развијени MILP оптимизациони модел је успешно примењен у производњи етилена. Резултати показују да је основна структура модела преносива, али да његова примена захтева прилагођавање специфичним техничким, економским и оперативним карактеристикама конкретног индустријског система паре, независно од врсте производње, капацитета постројења или постојеће инфраструктуре. Чињеница да се основна структура модела може прилагодити различитим техничким и оперативним условима указује на потенцијал за његову ширу примену, чиме би се могло скратити време израде студија изводљивости..

За анализирани систем, при усвојеним техно-економским претпоставкама, идентификоване три кључне граничне вредности: цена електричне енергије од 0,0275 €/kWh, која раздваја домене доминације CAPEX и OPEX трошкова; порез на CO₂ од приближно 52 \$/tCO₂ изнад којег електрификоване конфигурације постају економски исплативе и преломна тачка од 3,25 \$/kWh изнад које водоник преузима примарну улогу у снабдевању енергијом.

Научни допринос се огледа у дефинисању четири сценарија за развој индустријске енергетике. Ови сценарији пружају конкретан оквир за планирање будућих инвестиција. Електрификацијом се истовремено смањују емисије и укупна потрошња енергије, што ће значајно утицати на будуће пројектовање индустријских енергана. Будућа постројења треба да буду модуларна и динамички прилагодљива, са способношћу да прате развој тржишта водоника и пад цена пратеће опреме, чиме се обезбеђује дугорочна економска одрживост и отпорност на тржишне шокове.

5.2.2. Интеграција обновљивих извора и техно-економска изводљивост: пример индустрије челика

Ако се примени раније успостављени модел економске оптимизације на највеће потрошаче енергије, постаје јасно да је њихова декарбонизација неизбежно везана за директну интеграцију енергана и обновљивих извора. У том контексту, индустрија челика представља један од енергетски најзахтевнијих сектора глобалне економије, чији се традиционални производни процеси примарно ослањају на сагоревање фосилних горива. Оваква зависност доводи до критичних нивоа емисија CO₂, што под утицајем све строжих еколошких регулатива намеће

декарбонизацију као примарни индустријски императив. Постројење за производњу челика служи као пример за тестирање преносивости развијене методологије транзиције са технолошких јединица на фосилна горива ка електричним уређајима који се напајају искључиво из чистих извора.

Примарни циљ истраживања у овом поглављу је испитивање техно-економске изводљивости супституције на постројењу великог капацитета од 300000 тона челика месечно. Кроз интеграцију електричних уређаја, омогућена је потпуна трансформација енергетског система, чиме енергана престаје да буде изолован потрошач и постаје динамички део ширег енергетског ланца. Анализа је спроведена кроз пет системских фаза које дефинишу стратешки оквир за било које индустријско постројење:

1. Процена потрошње енергије: Дефинисање укупних енергетских потреба и енергетског профила постројења се спроводи ради процене реалног обима потрошње који се може ефикасно покрити из обновљивих извора;
2. Анализа локалних ресурса: Испитивање специфичних метеоролошких параметара (брзина ветра и соларно зрачење) на локацији ради процене потенцијала генерисања енергије;
3. Прорачун просечног трошка производње електричне енергије (LCOE): Економска анализа која обухвата капиталне (CAPEX) и оперативне трошкове (OPEX) за ветроенергетске, фотонапонске (PV) и системе концентрисане соларне енергије (CSP);
4. Процена смањења емисија CO₂: Прорачун еколошког доприноса кроз смањење емисија CO₂, уз поређење оперативног и животног циклуса (LCA) технологија;
5. Идентификација оптималне енергетске структуре: Оптимизација конфигурације обновљивих извора енергије у циљу максималне економске исплативости, уз строго поштовање еколошких ограничења.

Како би овај модел функционисао, поред тога што се потпуно замењује природни гас, неопходна је и употреба батерија (оловних). Улога батерија је да надокнаде струју у тренуцима када обновљиви извори енергије не раде (нема ветра, облачно време) тако да гарантују да се пећи и ваљалонице неће неочекивано искључити. Иако се у референтном сценарију користе оловне батерије као поуздано средство за одржавање енергетског биланса, будући оптимизациони модели би требало да интегришу литијум-јонске батерије ради постизања веће енергетске густине и укупне ефикасности. Самим тим, резултати добијени у индустрији челика превазилазе оквире изоловане студије случаја и указују на то да је транзиција ка одрживој производњи технички изводљива и економски оправдана и за друге енергетски интензивне индустријске погоне сличних карактеристика..

Упоредна анализа обухвата три различите технологије које представљају стубове савремене електрификације: концентровану соларну енергију (CSP), фотонапонске панеле (PV) и енергију ветра. Специфичност CSP технологије огледа се у њеном термодинамичком карактеру који користи соларну термалну енергију за когенерацију електричне енергије и технолошке паре, услед чега се издваја као примарни избор за директну имплементацију у оквиру система паре. Насупрот томе, системи засновани на фотонапонској енергији и енергији ветра примарно генеришу електричну енергију, што захтева интеграцију додатних електричних котлова како би се задовољиле потребе за паром ниског притиска без нарушавања оперативне стабилности.

Кључни научни допринос ове анализе јесте утврђивање јасне разлике између оперативног смањења емисија и стварног еколошког учинка мереног кроз нето емисије током целокупног

животног циклуса (енг. *Life Cycle Assessment, LCA*). Потпуном заменом природног гаса, све три технологије остварују идентично оперативно смањење емисије од 707597 tCO₂/годишње. Међутим, резултати указују на неопходност узимања у обзир и тзв. „уграђених емисија“ (енг. *embedded emissions*) насталих током производње, транспорта и инсталације опреме. Када се урачуна и ова предоперативна фаза, хијерархија технологија према нето годишњем смањењу CO₂ недвосмислено фаворизује енергију ветра:

- Енергија ветра (11 g CO₂/kWh): Најефикаснија опција са нето смањењем од 675930 t CO₂/год, што је резултат енергетски најмање захтевног процеса производње ветротурбина;
- CSP систем (27 g CO₂/kWh): Представља средишње решење са нето смањењем од 629 868 t CO₂/год;
- Фотонапонски системи (48 g CO₂/kWh): Показују највећи интензитет уграђених емисија због захтевне производње соларних ћелија, резултирајући најнижим нето смањењем од 569 413 t CO₂/год.

Анализа осетљивости на промене капиталних трошкова (CAPEX) открива значајне разлике у економској стабилности између технологија. Утврђено је да су PV системи знатно осетљивији на почетне инвестиције у поређењу са енергијом ветра. Резултати квантификују ову осетљивост кроз пораст CAPEX са 500 на 1200 USD/kW:

- Код енергије ветра, LCOE расте умерено, са 0,051 на 0,067 USD/kWh;
- Код PV технологије, забележен је оштрији раст LCOE вредности, са 0,078 на 0,111 USD/kWh.

Ова већа осетљивост PV сектора произилази из специфичне структуре трошкова где доминира цена набавке соларних панела и пратеће инфраструктуре по инсталираном киловату. У контексту индустријске примене, где су велика оптерећења константна, енергија ветра се издваја као економски најповољнија и еколошки најприхватљивија опција, нудећи најнижу цену енергије уз максималну декарбонизацију.

Анализа осетљивости на учешће конвенционалних горива показује да хибридизација система природним гасом представља економски исплативо прелазно решење, али истовремено значајан еколошки компромис. Резултати моделовања указују на то да повећање удела природног гаса на 50 % конзистентно смањује LCOE за све разматране технологије. Овај пад трошкова је директна последица редукције потребних инсталираних капацитета обновљивих извора и пратећих система за складиштење енергије, што драстично снижава почетни CAPEX. Међутим, са становишта дугорочног моделовања и оптимизације, оваква стратегија директно угрожава примарни циљ декарбонизације, задржавајући нето угљенични отисак постројења на нивоима који могу постати економски неодрживи са растом пореза на емисију CO₂.

У том контексту, потпуна електрификација индустријских енергана на бази обновљивих извора представља технички и еколошки оправдан начин за декарбонизацију. На основу разматраних сценарија и усвојених улазних параметара, истраживањем је утврђено да енергија ветра, у оквиру ове анализе, представља оптимално решење, јер остварује најбоље резултате према оба критеријума. Са економског аспекта, енергија ветра има најнижи просечни трошак производње електричне енергије у хибридном сценарију где ветар учествује са 50 % у односу на природни гас износећи свега 0,026 \$/kWh. Са еколошког аспекта, обезбеђује максимално нето смањење емисије CO₂ на нивоу целог животног циклуса (675930 t/годишње). Овакве предности чини енергију ветра основом за пројектовање енергетски независних и нискокарбонских индустријских комплекса.

Како би се очувала оперативна стабилност и термодинамичка равнотежа електрификованог система, оптимизациони модел условљава увођење електричних котлова и поузданих система за складиштење енергије. Иако хибридна решења са фосилним горивима, уз тренутно ниске цене природног гаса, представљају привлачну краткорочну опцију, резултати анализе указују да је потпуна електрификација на бази енергије ветра дугорочно најбоља стратегија. Она не обезбеђује само еколошку одрживост, већ и глобалну конкурентност, пошто штити индустријске погоне од промене цена горива и све строжих међународних регулатива о емисијама.

Ови закључци потврђују да се развијена методологија може успешно користити као алат за стратешко планирање, омогућавајући доносиоцима одлука да прецизно дефинишу тренутак и обим инвестиција неопходних за потпуну транзицију ка индустријској производњи са нултом нето емисијом. Надаље, развијена методологија показује потенцијал за примену и на друга индустријска постројења, независно од врсте производње, капацитета или географске локације, под условом одговарајућег прилагођавања локалним ресурсима и специфичностима потрошње. Методологија омогућује да се раздвоји оперативно смањење емисија од стварног нето смањења, утврђеног анализом целокупног животног циклуса (LCA). Показано је да емисије из производње, транспорта и инсталације опреме значајно умањују укупан еколошки учинак посматраних технологија. Анализа осетљивости на почетне инвестиције је показала да је енергија ветра економски стабилнија од PV система при променама цена опреме. Истовремено, утврђено је да повећање удела природног гаса снижава LCOE али угрожава циљеве декарбонизације, чинећи хибридна решења дугорочно ризичном стратегијом. На основу тога, енергија ветра је идентификована као оптимална технологија, са најнижим LCOE и највећим нето смањењем емисија, и представља основу за енергетски независне и нискоугљеничне индустријске комплексе. Потпуна електрификација на бази енергије ветра обезбеђује дугорочну економску одрживост и отпорност на тржишне шокове, чиме се потврђује да развијена методологија може да се примени за стратешко планирање преласка ка нултој нето емисији.

5.2.3 Структурна оптимизација дистрибутивне мреже: Оптимизација нивоа паре и конфигурације размењивача топлоте

Електрификација индустријске енергетике премашује оквире просте замене фосилних горива; она намеће потребу за фундаменталном реконфигурацијом система паре. Традиционалне енергетике су пројектоване као централизовани системи са малим бројем нивоа паре, што често резултира значајним топлотним губицима у дугачким цевоводима и потреби за додатним прегревањем паре како би се спречила кондензација током транспорта. Интеграција електричних котлова и HRSG јединица омогућава децентрализацију производње паре, и прецизније усклађивање параметара паре са захтевима појединачних технолошких потрошача. У овом поглављу се кроз MILP моделовање анализира како избор броја парних водова (колектора) и просторна расподела размењивача топлоте утичу на укупну економску и енергетску ефикасност електрификованог постројења.

Резултати анализе могуће електрификације парног система у фабрици етилена пружају значајан увид у економску одрживост и оперативну флексибилност постројења. У склопу ове докторске дисертације истакнут је доминантан утицај цене електричне енергије на укупну структуру трошкова, што директно условљава обликовање оперативних стратегија и динамику будућих инвестиционих циклуса. Резултати анализе осетљивости потврђују да тржиште диктира исплативост транзиције. Како би се утврдио ризик који произилази из међусобног деловања

капиталних (CAPEX) и оперативних трошкова (OPEX), у раду је примењено моделовање неизвесности са варијацијама од $\pm 20\%$ за капиталне, односно $\pm 30\%$ за оперативне трошкове. Оптимизација конфигурације постројења кроз промену броја парних водова и интеграцију модуларне опреме нуди стратешке смернице за пројектовање енергетски ефикасних индустријских енергана са смањеним емисионим отиском.

Резултати анализе зависности годишњих трошкова и цене електричне енергије јасно показују да се читава економика пројекта најосетљивије одражава кроз оперативне трошкове (OPEX). Линеарна позитивна корелација између OPEX и цене електричне енергије узрокује повећану енергетску динамику система, условљавајући његову високу економску осетљивост на тржишне флукуације. Посебно је значајна идентификација критичне преломне тачке на нивоу цене од 0,0275 €/kWh, где долази до изједначавања капиталних и оперативних трошкова. Ова вредност дефинише фундаменталну економску границу: испод њега је одрживост пројекта вођена инвестиционом ефикасношћу (доминантан CAPEX), док изнад овог прага економска изводљивост примарно зависи од контроле потрошње и енергетске ефикасности (доминантан OPEX). У условима растућих цена енергената, стратегије максимизације рекулперације топлоте и смањења потрошње електричне енергије постају економски више оправдане од смањења почетних капиталних улагања.

Кроз уведене варијације од $\pm 20\%$ за CAPEX и $\pm 30\%$ за OPEX, анализа неизвесности још прецизније квантификује колико је декарбонизовани систем осетљив на спољне тржишне факторе. Шири опсег неизвесности за оперативне трошкове (OPEX) је морао бити примењен јер су цене електричне енергије на тржишту подложне великим осцилацијама, узрокованим глобалним политичким тензијама и новим енергетским правилима ЕУ. Насупрот томе, релативна стабилност капиталних трошкова произилази из предвидљивих цена модуларне опреме и стандардизованих трошкова инсталације. Резултати анализе јасно указују на потребу да инвестициона стратегија у индустријском сектору не буде статична нити заснована на детерминистичким проценама, већ да се утемељи на динамичком моделовању ризика и дугорочној нестабилности цена енергената.

У оквиру структурне оптимизације, разматран је утицај броја парних водова (колектора) на укупну економију постројења, при чему је идентификована оптимална конфигурација система. Резултати MILP модела показују да оперативни трошкови (OPEX) конзистентно опадају са повећањем броја цевовода до границе од 21 до 23 нивоа, након чега долази до наглог и несразмерног пораста трошкова. Овај феномен се објашњава „прагом системске сложености“: прекорачење оптималног броја нивоа доводи до повећане специфичне потрошње паре, што захтева већи енергетски унос у електричне котлове, уз истовремени раст потрошње помоћне енергије. Претерана фрагментација система паре, иако теоријски нуди бољу топлотну интеграцију, у пракси изазива пад ефикасности рекулперације топлоте и раст трошкова одржавања, што постаје посебно изражено у сценаријима са високим ценама електричне енергије где OPEX постаје апсолутно доминантан фактор економске одрживости.

У оквиру структурне оптимизације, изузетан значај има термодинамичка адаптивност система, најбоље приказана корелацијом између цене електричне енергије и стопе рекулперације топлоте у HRSG јединицама ($Q_{\text{rec}}/Q_{\text{max}}$). Са порастом цене електричне енергије у опсегу од 0,01 €/kWh до 0,113 €/kWh, оптимизациони модел усмерава систем ка максималном искоришћењу доступне енергије, повећавајући проценат рекулперације са почетних 23 % на чак 47 %. Идентификовани праг од приближно 0,05 €/kWh представља критичну превојну тачку након које рекулперација топлоте прераста у примарни економски императив. Тиме је потврђено да интеграција HRSG јединица превазилази своју чисто техничку намену и функционише као активни економски

стабилизатор. Повећањем рекуперације отпадне топлоте, систем суштински смањује зависност од енергетски интензивних електричних котлова, чиме директно амортизује негативан утицај тржишних шокова на укупне оперативне трошкове.

Резултати анализе дефинишу економску изводљивост енергана као динамичку функцију која се формира под утицајем тржишних цена и конфигурације постројења. Иако капитални трошкови (CAPEX) представљају значајну почетну баријеру, након преласка цене електричне енергије изнад прага од 0,0275 €/kWh, њихов утицај на економску исплативост пројекта губи на значају у поређењу са доминантним оперативним трошковима (OPEX). Стога, будуће стратегије развоја и оптимизације оваквих система морају бити фокусиране на два фундаментална правца: прво, на техничка решења која снижавају специфичну потрошњу енергије кроз структурну реконфигурацију мреже (нпр. кроз оптималан број парних водова) и друго, на третирање рекуперације топлоте као стратешког одбрамбеног механизма против системске нестабилности тржишта. Ови резултати пружају чврсту научну подлогу за креирање нове енергетске политике и инвестиционих стратегија чији је приоритет оперативна флексибилност и отпорност, уместо традиционалног фокуса на смањење почетних улагања.

Структурном оптимизацијом дистрибутивне мреже остварени су следећи доприноси.

Утврђена је граница системске сложености дистрибутивне мреже паре, према којој оптималан број парних нивоа износи 21 до 23, изнад чега оперативни трошкови нагло расту услед повећане потрошње паре и опадања ефикасности рекуперације топлоте. Ови резултати показују да подела система паре у пракси може смањити економску ефикасност. Иако теоријски омогућава бољу топлотну интеграцију, у стварности доводи до већих трошкова.

Анализом неизвесности је квантификована осетљивост декарбонизованог система на спољне тржишне факторе, при чему је утврђено да цена електричне енергије од 0,0275 €/kWh представља економску границу испод које доминирају капитална улагања, док изнад ње преовлађују оперативни трошкови.

Показано је да HRSG јединице функционишу као активни економски стабилизатор: са растом цене електричне енергије степен рекуперације топлоте расте, при чему праг од приближно 0,05 €/kWh представља критичну превојну тачку након које рекуперација топлоте постаје примарни економски императив.

На основу наведеног, дефинисана је инвестициона стратегија усмерена на оперативну флексибилност и отпорност система, заснована на структурној реконфигурацији мреже и третману рекуперације топлоте као стратешког одбрамбеног механизма.

5.2.4 Примена хибридног модела у оптимизацији система паре

У овом поглављу приказани су резултати примене хибридног оквира за моделовање енергетског система фабрике етилена, који интегрише детерминистичке једначине засноване на фундаменталним принципима са вештачким неуронским мрежама (ANN). Кроз симулације различитих оперативних сценарија, квантификован је утицај кључних економских параметара, пре свега цена природног гаса и пореза на емисију CO₂, као и радних карактеристика турбина (RT-1, RT-2 и RT-3) на укупне оперативне трошкове (OPEX). Овакав приступ омогућава прецизно дефинисање осетљивости система на тржишне флукуације и промене у оптерећењу опреме, што

је од суштинског значаја за идентификацију критичних тачака економске оптимизације и дугорочне стабилности постројења.

Резултати добијени применом хибридног модела потврђују да, служећи као „дигитални коректор“, модел може прецизно да симулира нелинеарно динамичко понашање система чак и у условима када нема довољно мерних података. Висок степен слагања између предвиђених и стварних излазних снага турбина, уз ниске вредности средње апсолутне процентуалне грешке, доказује колико је прецизна ANN компонента за приказ сложених термодинамичких интеракција. Детаљна анализа осетљивости OPEX на економске и техничке параметре пружа доносиоцима одлука снажан алат за стратешко планирање и активно оперативно управљање, омогућавајући брзу адаптацију постројења на тржишне шокове и промене у регулаторним оквирина.

Анализа нестабилности цена и пореза, спроведена кроз предложени комбиновани модел, јасно потврђују да цена природног гаса и порез на емисију CO₂ показују позитивну линеарну корелацију са оперативним трошковима (OPEX), али са фундаменталним разликама у динамици утицаја. Резултати указују да крива пореза на емисију угљен-диоксида поседује знатно стрмији нагиб, што указује на високу локалну осетљивост система: чак и релативно мале промене унутар одређених регулаторних оквира могу изазвати нагле флукуације трошкова. Насупрот томе, цена природног гаса варира у знатно ширем апсолутном опсегу, чиме постаје доминантан кумулативни фактор који диктира дугорочни економски терет током читавог радног опсега постројења. Из овога произилази закључак да, док порез на CO₂ делује као „оштар“ параметар који захтева брзу адаптацију и планирање, цена гаса представља оперативни трошак чија нестабилност намеће потребу за дугорочним уговорима о снабдевању.

Надаље, детаљна процена утицаја појединачне опреме на укупну економију система открива кључна одступања у маргиналним трошковима по јединици произведене снаге (MW). Код турбине за компресор крекованог гаса, која представља примарни потрошач механичке енергије у систему, утврђено је да повећање снаге са 7 MW на 14 MW доводи до скоро линеарног раста трошкова са приближно 32,8 на 38,9 милиона долара. Директна зависност трошкова од протока паре и потрошње горива чини ову јединицу примарном у економској оптимизацији. Међутим, хибридни модел је идентификовао да пропиленска турбина показује још стрмији пораст трошкова (са 41,3 на 48,6 милиона долара у опсегу од 7 до 12 MW), што указује на веће маргиналне трошкове услед специфичних термодинамичких услова рада или потенцијалне деградације ефикасности. Иако етиленска турбина ради у знатно мањем капацитету, забележен релативно велики скок трошкова у уском опсегу снаге (1,25–2,4 MW) је дефинише као „критичну тачку“ високе осетљивости где минималне промене у раду могу непланирано оптеретити буџет. Ови резултати доказују да се максимална профитабилност постиже искључиво када се управљање ресурсима и перформансама појединачних јединица посматра као јединствени системски изазов, при чему хибридни модел омогућава доносиоцима одлука да препознају и неутралишу ове нелинеарне трошкове у реалном времену.

Анализа маргиналних трошкова и термодинамичке ефикасности за преосталу ротациону опрему додатно указује на сложеност економске оптимизације постројења. Код пропиленске турбине одређена је слична зависност снаге и трошкова као код главног компресора, али са знатно оштријим нагибом: у опсегу снаге од 7 MW до 12 MW, оперативни трошкови расту са 41,3 на 48,6 милиона долара. Овако висок маргинални трошак по јединици снаге (MW) сугерише да ова јединица ради у термодинамички мање повољним условима или поседује специфичне оперативне захтеве који несразмерно оптерећују буџет. Из овога произилази јасна инжењерска препорука за имплементацију прецизног управљања протоком паре како би се систем задржао у зони веће ефикасности и тиме смањили укупни трошкови.

Иако етиленска турбина карактерише мањи апсолутни пораст трошкова (са ~38,5 на ~39,6 милиона долара), хибридни модел је уочио релативно велики скок у изузетно уском опсегу снаге (1,25 MW – 2,4 MW). Оваква висока локална осетљивост указује на то да чак и минималне промене у раду јединица мањег капацитета могу имати значајан системски утицај на економску стабилност. Стога, чак и опрема која се сматра секундарном по капацитету захтева строги надзор и „фино подешавање“ ради спречавања непланираних трошкова који су последица нелинеарних оперативних режима.

Синтеза резултата упућује на интегрални модел стратешког управљања у којем се, с обзиром на доминантан утицај цене природног гаса на оперативне трошкове, економски ризик може ублажити на два основна начина: дугорочним уговарањем снабдевања, чиме се цена фиксира унапред, или ослањањем на флексибилност у избору енергената, чиме се омогућава замена скупљег горива повољнијим када тржишне прилике то дозволе. Истовремено, висока осетљивост на порез на CO₂ намеће потребу за сталним праћењем прописа о емисијама и израдом сценарија за брзо прилагођавање новим регулаторним ограничењима. Док турбина за крековани гас мора радити у оптималном опсегу ефикасности као главни потрошач, пропиленске и етиленске турбине захтевају посебну пажњу због високих маргиналних трошкова и осетљивости. Коначни закључак примене хибридног модела јесте да се најбољи економски резултати постижу када се управљање ценама ресурса, регулаторним ризицима и перформансама опреме посматра као јединствени системски изазов. Оперативни трошкови система паре нису само последица процесних параметара, већ сложен исход динамичке интеракције тржишних услова, пореских оптерећења и степена деградације опреме.

У сегменту примене хибридног модела у оптимизацији система паре, издвајају се следећи доприноси.

Потврђено је високо слагање развијеног хибридног модела са реалним подацима, чак и у условима недостатка мерних података, што га чини поузданим коректором за управљање у реалном времену.

Анализом је раздвојен утицај цене природног гаса и пореза на CO₂ на оперативне трошкове. Порез делује као критичан параметар, са стрмим нагибом и високом локалном осетљивошћу, док цена гаса варира у ширем опсегу и представља доминантан фактор дугорочних оперативних трошкова.

Утврђене су и значајне разлике у маргиналним трошковима турбина. Поједине турбине показују стрм раст трошкова по јединици снаге, док друге, упркос малом капацитету, представљају критичне тачке високе осетљивости, јер минималне промене у њиховом раду могу непланирано оптеретити буџет.

На основу свих наведених анализа, показано је да се најбољи економски резултати постижу када се цене ресурса, регулаторни ризици и перформансе опреме посматрају заједно, као јединствен систем. У том смислу, дефинисан је интегрални модел стратешког управљања. Овај модел обухвата дугорочно уговарање гаса, праћење регулатива и оптимизацију расподеле паре, чиме се смањују радни трошкови скупе опреме.

Резултати приказани у овом поглављу зависе од низа улазних претпоставки које одређују обим у којем се закључци могу пренети на друге индустријске системе. Ово укључује усвојене цене енергената и њихову пројектовану динамику, претпостављене вредности CAPEX и OPEX чија несигурност директно утиче на идентификоване граничне вредности, квалитет и обим индустријских података коришћених за подешавање параметара детерминистичких и хибридних модела, као и LCA факторе који зависе од локације, технолошког профила постројења и дефинисаних граница система. Стога, док методолошки оквир (структура MILP модела, приступ хибридног моделовања, начин дефинисања граничних вредности) показује конзистентност и

преносивост, конкретне квантитативне вредности представљене у овом поглављу важе за анализиране студије случаја и захтевају поновну проверу при примени на друге индустријске системе.

6. Закључак

Методолошки оквир енергетске оптимизације и декарбонизација енергетских постројења представљају императив савременог индустријског развоја. У средишту истраживања је анализа техничких услова и предности преласка на обновљиве изворе енергије, кроз интегрисани приступ који обједињује оптимизацију процеса и електрификацију. Полазну основу чини анализа рада енергане, чији резултати омогућавају значајно смањење енергетских губитака и јасно дефинисање границе између капиталних и оперативних трошкова. У циљу ефикасног вођења и праћења процеса у реалним условима, успешно је примењен хибридни приступ за предвиђање оперативних параметара рада енергане. Дефинисана је дугорочна стратегија декарбонизације и утврђен значај водоника као кључног енергента.

Применом детерминистичког модела у анализи рада три компресорска система (за крековани гас, пропилен и етилен) повезана на парне турбине у фабрици етилена, утврђена је значајна деградација опреме. Свођењем система вишестепених компресора на фундаменталне моделе блокова, било је могуће истовремено проценити перформансе појединачних јединица и анализирати целокупан систем паре, чиме је обухваћен међусобни утицај парних турбина и компресора при променљивим условима рада.

Највећи пад ефикасности, утврђен на анализираном постројењу, је код система за крековани гас, са просечном девијацијом политропске ефикасности од 15 % и падом механичке ефикасности са пројектованих 97 % на 92,4 %. Замена овог система електричним погоном би донела директну уштеду енергије од 10 % и смањење оперативних трошкова од 5 % до 7 %.

На истом постројењу, код система за пропилен и етилен одступања су знатно мања, што потврђује добро стање опреме. Политропска ефикасност пропиленског система одступа у просеку од 1,4 % до 4 % по степенима, уз механичку ефикасност од 94,7 %, блиску пројектованој. Код етиленског система одступања политропске ефикасности крећу се од 3 % до 6 %, док механичка ефикасност износи 95 % до 96,2 %, што указује на минималну деградацију перформанси турбине. За оба система уочено је добро слагање модела са пројектованим вредностима, нарочито при већим протоцима.

Кључни допринос примене детерминистичког приступа огледа се у развоју модела за поуздану процену политропске ефикасности у реалном времену, са повећаном тачношћу при вишим запреминским протоцима, чиме се превазилази проблем ослањања на статичке фабричке спецификације. Резултати анализе по степену компресије искоришћени су за формирање базе података за MILP модел, чиме је омогућено повезивање стварног стања опреме са стратешким одлучивањем о инвестицијама и електрификацији.

Примена MILP модела на анализираном систему паре у фабрици етилена је довела до низа значајних резултата. Ретрофит система паре у фабрици етилена који подразумева интеграцију електричних котлова, прегрејача и котлова на водоник кроз три различите конфигурације се показао технички изводљивим уз значајно смањење емисије угљен-диоксида. Конфигурација са комплетном електрификацијом омогућава потпуну декарбонизацију, која иако захтева значајна почетна улагања, резултира најнижом потрошњом енергије, захваљујући високој ефикасности електричне опреме. Веза између укупних трошкова енергане и смањења емисије CO₂ има нелинеаран карактер. Идентификована је критична превојна тачка при смањењу емисије на приближно 8 t/h, када укупни трошкови достижу максимум. Ово указује на постојање „хибридне зоне“ у којој је делимична електрификација економски најнеповољнија. Утврђено је да водоник

представља кључну алтернативу која обезбеђује стабилне оперативне трошкове. Уколико цена електричне енергије пређе праг од 3,25 \$/kWh, систем преусмерава оптерећење са електричних котлова на котлове на водоник како би се обезбедила економска одрживост. Анализа је показала да високе стопе пореза на угљен-диоксид (до 130,8 \$/t CO₂) значајно мењају економску динамику, чинећи традиционалне конфигурације на природни гас потпуно неодрживим. У сценаријима са високим таксама на угљен-диоксид, електрификација постаје примарни механизам за очување профитабилности постројења. У условима потпуне декарбонизације и високих цена електричне енергије, производња паре високог притиска намеће примену водоничних котлова уместо искључиво електричних, чиме се чува когенерациони потенцијал и обезбеђује рад турбина у низводним процесима сепарације. Наведене границе (приближно 8 t/h, цена електричне енергије од 3,25 \$/kWh, пореска стопа до 130,8 \$/t CO₂) су специфичне за разматрани систем и усвојене улазне параметре, али указују на општи образац по којем комбинација цене енергената и такси на CO₂ одређује економски оптимални пут декарбонизације. Потпуна електрификација (емисија CO₂ 0 t/h) се показала исплативијом од делимичне, јер се уклањањем фосилних уређаја укидају обавезе плаћања пореза на CO₂ уз истовремено коришћење веће енергетске ефикасности која потиче од електричне опреме.

Разматрање могућности замене фосилних горива обновљивим изворима енергије, спроведено на посебном примеру постројења капацитета 300000 тона челика месечно, показало је да све три технологије: енергија ветра, концентрисана соларна енергија (CSP) и фотонапонски системи (PV) остварују идентично оперативно смањење емисија (707 597 t CO₂/god). Међутим, сагледавањем целокупног животног циклуса (LCA анализом) нето еколошки учинак се значајно мења: енергија ветра (11 g CO₂/kWh) представља најефикасније решење, док су фотонапонски системи (48 g CO₂/kWh) најмање повољни са еколошког аспекта. Економска анализа указала је на већу стабилност енергије ветра у односу на фотонапонске системе, са минимално ценом производње електричне енергије (LCOE) од 0,051–0,067 USD/kWh за енергију ветра, односно 0,078–0,111 USD/kWh за фотонапонске системе. Хибридизација природним гасом, упркос привременом смањењу LCOE, представља дугорочно неповољну стратегију јер угрожава циљеве декарбонизације. Енергија ветра се издваја као оптимално решење, са најнижим LCOE (0,026 USD/kWh) и највећим нето смањењем емисија, а потпуна електрификација на бази енергије ветра, праћена системима за складиштење, представља стратегију која осигурава економску одрживост и отпорност на променљиве тржишне услове. Овим је потврђено да разматрана методологија пружа чврсте основе за стратешко планирање транзиције ка нултој нето емисији у различитим индустријским секторима. Методолошки искорак чини раздвајање оперативног смањења емисија од стварног нето смањења кроз LCA анализу, чиме је показано да уграђене емисије из производње, транспорта и инсталације опреме значајно умањују еколошки учинак технологија и да њихово занемаривање може дати погрешну слику о стварној еколошкој вредности појединих решења. Резултати добијени за ово постројење указују на то да разматрана методологија представља применљив оквир за стратешко планирање транзиције ка нултој нето емисији, чија ширина примене у другим индустријским секторима, захтева додатну верификацију улазних параметара специфичних за сваку локацију и технологију.

Применом MILP модела у оптимизацији броја парних водова и размењивача топлоте у анализираној фабрици етилена, утврђено је да је за електрификацију система неопходно успоставити компромис између сложености система паре и укупних трошкова. Оптимални број парних цевовода је износио између 21 и 23. Изнад ове границе, оперативни трошкови нагло расту услед повећане потрошње паре и енергије. Применом MILP модела одређен је праг економске осетљивости на нивоу цене електричне енергије од 0,0275 €/kWh. Испод наведеног прага, капитални трошкови представљају главни део укупних трошкова, док изнад прага оперативни трошкови постају доминантни, што наглашава потребу за стабилним ценама енергије ради

економске одрживости електрификације. Истраживање показује да повећање цене електричне енергије економски оправдава већи степен рекуперације топлоте у HRSG котлу. При порасту цене са 0,01 на 0,113 €/kWh, степен рекуперације расте са 23 % на 47 %, при чему је најочљивији пораст изнад прага од 0,05 €/kWh, чиме се омогућава максимално искоришћење енергије и смањење утицаја високих оперативних трошкова.

Допринос приказане анализе чини дефинисање кључних пројектних и економских прагова електрификације система паре. Први пут је успостављена директна веза између сложености мреже паре и укупних трошкова електрификације, при чему је оптималан број парних вода одређен као пројектна граница изнад које оперативни трошкови нагло расту. Поред тога, дефинисана је преломна цена електричне енергије, испод које доминирају капитални, а изнад које оперативни трошкови, као и праг економске оправданости рекуперације топлоте у HRSG котлу. Овим је омогућено доношење инвестиционих одлука на основу јасно дефинисаних граница.

Развој хибридног приступа, заснованог на комбинацији детерминистичког модела и вештачке неуронске мреже, омогућио је превазилажење проблема недостатка мерених података у реалним условима рада енергане, уз прецизно предвиђање снаге турбина у производњи етилена. Економска анализа заснована на резултатима хибридног модела показала је да цена природног гаса има већи кумулативни утицај на оперативне трошкове од пореза на CO₂, што наглашава значај електрификације као механизма за ублажавање осцилација цена фосилних горива на тржишту. Истовремено, порез на CO₂ испољава већу локалну осетљивост, при чему и минималне промене пореске стопе могу знатно утицати на оперативне трошкове. Анализа маргиналних трошкова турбина открила је значајне разлике: поједине турбине показују стрм раст трошкова по јединици снаге, док друге, упркос малом капацитету, представљају критичне тачке високе осетљивости.

Научни допринос огледа се у дефинисању интегралног модела стратешког управљања, у којем се цене ресурса, регулаторни ризици и перформансе опреме посматрају као јединствен систем, што представља предуслов за остваривање најбољих економских резултата.

Све спроведене анализе чине јединствен методолошки оквир за енергетску транзицију индустријских енергана, који повезује дијагностику стања опреме, оптимизацију система паре и стратешки избор енергената. Дијагностички део, заснован на детерминистичком и хибридном моделовању, омогућава поуздану процену деградације опреме и рада система и у условима недостатка мерних података, док MILP оптимизација дефинише конкретне пројектне и економске границе електрификације. На стратешком нивоу, LCA анализа показује да се прави еколошки учинак технологија мора вредновати кроз цео животни циклус, а потпуна електрификација на бази обновљивих извора, уз водоник као кључну алтернативу и системе за складиштење енергије, потврђена је као дугорочно најповољније решење, јер истовремено обезбеђује декарбонизацију, економску одрживост и отпорност на тржишне и регулаторне промене. Тиме је створен целовит алат за стратешко планирање, који доносиоцима одлука омогућава да, на основу јасно дефинисаних прагова и квантификованих ефеката, одреде тренутак, обим и технологију инвестиција за транзицију ка нултој нето емисији, демонстрирану на примерима из етиленске и индустрије челика, уз потенцијал за проширење и на друге енергетски интензивне индустријске секторе, уз одговарајуће усклађивање улазних параметара.

7. Литература

- [1] United Nations Framework Convention on Climate Change (UNFCCC). (n.d.). The Paris Agreement. United Nations. <https://unfccc.int/process-and-meetings/the-paris-agreement>
- [2] Energy Community Secretariat. Annual Implementation Report [Internet]. Vienna: Energy Community Secretariat; 2023 [cited 2026 Aug 22]. Available from: <https://www.energy-community.org/>
- [3] Government of the Republic of Serbia. Low carbon development strategy of the Republic of Serbia for the period 2023-2030 with projections until 2050 [Internet]. 2023 [cited 2026 Aug 22]. Available from: https://www.ekologija.gov.rs/sites/default/files/2023-11/low_carbon_development_strategy_of_the_republic_of_serbia_for_the_period_2023-2030_with_projections_until_2050.pdf
- [4] International Energy Agency. Net Zero Roadmap: A Global Pathway to Keep the 1.5 °C Goal in Reach. Paris: IEA; 2023 [cited 2026 Sep 21]. Available from: <https://www.iea.org/reports/net-zero-roadmap-a-global-pathway-to-keep-the-15-c-goal-in-reach>
- [5] International Energy Agency. Global energy review 2021: assessing the effects of economic recoveries on global energy demand and CO₂ emissions in 2021 [Internet]. Paris: IEA; 2021 [cited 2026 Aug 22]. Available from: <https://www.iea.org/reports/global-energy-review-2021>
- [6] Kazmi B, Taqvi SAA, Juchelková D. State-of-the-art review on the steel decarbonization technologies based on process system engineering perspective. Fuel 2023;347:128459. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.128459>.
- [7] Zhu Y, Legg S, Laird CD. Parametric optimization of steam turbine networks by using commercial simulation software. Comput Chem Eng. 2022;164:107865.
- [8] Kronberg A, Glushenkov M, Roosjen S, Kersten S. Isobaric Expansion Engines—Compressors: Thermodynamic Analysis of Multistage Vapor Driven Compressors. Energies (Basel) 2023;16:6791. <https://doi.org/10.3390/en16196791>.
- [9] Gentsch M, King R. Real-time estimation of a multi-stage centrifugal compressor performance map considering real-gas processes and flexible operation. J Process Control 2020;85:227–43. <https://doi.org/10.1016/j.jprocont.2019.11.006>.
- [10] Albusaidi W, Pilidis P. An Iterative Method to Derive the Equivalent Centrifugal Compressor Performance at Various Operating Conditions: Part I: Modelling of Suction Parameters Impact. Energies (Basel) 2015;8:8497–515. <https://doi.org/10.3390/en8088497>.
- [11] Albusaidi W, Pilidis P. An Iterative Method to Derive the Equivalent Centrifugal Compressor Performance at Various Operating Conditions: Part II: Modeling of Gas Properties Impact. Energies (Basel) 2015;8:8516–36. <https://doi.org/10.3390/en8088516>.

- [12] Casey M, Robinson C. A method to estimate the performance map of a centrifugal compressor stage. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2011: Turbine Technical Conference and Exposition; 2011 Jun 6-10; Vancouver, BC, Canada. Volume 7: Turbomachinery, Parts A, B, and C. New York: ASME; 2011. p. 1981-93. <https://doi.org/10.1115/GT2011-45502>.
- [13] Chang C. A mathematical model for refinery hydrogen network synthesis integrating multi-stage compressors. *Int J Hydrogen Energy* 2022;47:37677–93. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.08.299>.
- [14] Yang D, Zhou W, Liu L, Du J. Efficient Solution Strategy for Hydrogen Network Synthesis Considering the Group Cascade Layout of Compressors. *Ind Eng Chem Res* 2024;63:20661–76. <https://doi.org/10.1021/acs.iecr.4c02785>.
- [15] Ghorbanian K, Gholamrezaei M. An artificial neural network approach to compressor performance prediction. *Appl Energy* 2009;86:1210–21. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.06.006>.
- [16] Chu F, Wang F, Wang X, Zhang S. A hybrid artificial neural network—mechanistic model for centrifugal compressor. *Neural Comput Appl* 2014;24:1259–68. <https://doi.org/10.1007/s00521-013-1347-5>.
- [17] Li S, Li F. Prediction of cracking gas compressor performance and its application in process optimization. *Chin J Chem Eng* 2012;20:1089–93. [https://doi.org/10.1016/S1004-9541\(12\)60591-6](https://doi.org/10.1016/S1004-9541(12)60591-6).
- [18] Mavromatis SP, Kokossis AC. Conceptual optimisation of utility networks for operational variations—I. targets and level optimisation. *Chem Eng Sci* 1998;53:1585–608. [https://doi.org/10.1016/S0009-2509\(97\)00431-4](https://doi.org/10.1016/S0009-2509(97)00431-4).
- [19] Mavromatis SP, Kokossis AC. Conceptual optimisation of utility networks for operational variations—II. Network development and optimisation. *Chem Eng Sci* 1998;53:1609–30. [https://doi.org/10.1016/S0009-2509\(97\)00432-6](https://doi.org/10.1016/S0009-2509(97)00432-6).
- [20] Shang Z, Kokossis A. A transshipment model for the optimisation of steam levels of total site utility system for multiperiod operation. *Comput Chem Eng* 2004;28:1673–88. <https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2004.01.010>.
- [21] Shang Z, Kokossis A. A systematic approach to the synthesis and design of flexible site utility systems. *Chem Eng Sci* 2005;60:4431–51. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2005.03.015>.
- [22] Dong-mei J, Jia-qi S, Quan S, Heng-Chao G, Jian-xing R, Quan-jun Z. Optimization of start-up scheduling and life assessment for a steam turbine. *Energy* 2018;160:19–32. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.07.015>.
- [23] Kuprianov VI. Applications of a cost-based method of excess air optimization for the improvement of thermal efficiency and environmental performance of steam boilers. *Renew and Sustain Energy Rev* 2005;9:474–98. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2004.05.006>.

- [24] Varbanov PS, Doyle S, Smith R. Modelling and Optimization of Utility Systems. *Chemical Engineering Research and Design* 2004;82:561–78. <https://doi.org/10.1205/026387604323142603>.
- [25] Aguilar O, Perry SJ, Kim J-K, Smith R. Design and Optimization of Flexible Utility Systems Subject to Variable Conditions. *Chem Eng Res Des* 2007;85:1136–48. <https://doi.org/10.1205/cherd06062>.
- [26] Li Z, Du W, Zhao L, Qian F. Modeling and Optimization of a Steam System in a Chemical Plant Containing Multiple Direct Drive Steam Turbines. *Ind Eng Chem Res* 2014;53:11021–32. <https://doi.org/10.1021/ie402438t>.
- [27] Shen F, Wang X, Huang L, Ye Z, Qian F. Modeling and Optimization of a Large-Scale Ethylene Plant Energy System with Energy Structure Analysis and Management. *Ind Eng Chem Res* 2019;58:1686–700. <https://doi.org/10.1021/acs.iecr.8b05247>.
- [28] Ma G, Zhao L, Yang S. Integrated Modeling and Optimization for Ethylene Production Processes Coupled with the Utility System. *Ind Eng Chem Res* 2024;63:3621–31. <https://doi.org/10.1021/acs.iecr.3c03243>.
- [29] de Santana DM, Lourenço SR, Cassiano DA. Enterprise-wide optimization in a petrochemical plant: a MILP approach to energy efficiency improvement. *Appl Petrochem Res* 2017;7:151–60. <https://doi.org/10.1007/s13203-017-0188-z>.
- [30] Zhao L, Zhong W, Du W. Data-Driven Robust Optimization for Steam Systems in Ethylene Plants under Uncertainty. *Processes* 2019;7:744. <https://doi.org/10.3390/pr7100744>.
- [31] Atamtürk A, Berenguer G, Shen Z-J (Max). A Conic Integer Programming Approach to Stochastic Joint Location-Inventory Problems. *Oper Res* 2012;60:366–81. <https://doi.org/10.1287/opre.1110.1037>.
- [32] Tiggeloven JL, Faaij APC, Kramer GJ, Gazzani M. Optimization of Electric Ethylene Production: Exploring the Role of Cracker Flexibility, Batteries, and Renewable Energy Integration. *Ind Eng Chem Res* 2023;62:16360–82. <https://doi.org/10.1021/acs.iecr.3c02226>.
- [33] Wei Z, Zhai X, Zhang Q, Yang G, Du T, Wei J. A MINLP model for multi-period optimization considering couple of gas-steam-electricity and time of use electricity price in steel plant. *Appl Therm Eng* 2020;168:114834. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114834>.
- [34] Zhang Q, Zhao T, Ni T, Gao J. Optimization models for operation of a steam power system in integrated iron and steel works. *Energ Source Part A* 2021;43:1100–14. <https://doi.org/10.1080/15567036.2019.1635230>.
- [35] Hu Z, He D. Operation scheduling optimization of gas–steam–power conversion systems in iron and steel enterprises. *Appl Therm Eng* 2022;206:118121. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118121>.

- [36] Papoulias SA, Grossmann IE. A structural optimization approach in process synthesis—I. *Comput Chem Eng* 1983;7:695–706. [https://doi.org/10.1016/0098-1354\(83\)85022-4](https://doi.org/10.1016/0098-1354(83)85022-4).
- [37] Bruno JC, Fernandez F, Castells F, Grossmann IE. A Rigorous MINLP Model for the Optimal Synthesis and Operation of Utility Plants. *Chem Eng Res Des* 1998;76:246–58. <https://doi.org/10.1205/026387698524901>.
- [38] Dua V, Pistikopoulos EN. Algorithms for the Solution of Multiparametric Mixed-Integer Nonlinear Optimization Problems. *Ind Eng Chem Res* 1999;38:3976–87. <https://doi.org/10.1021/ie980792u>.
- [39] Zha L, Ning C, You F. Industrial Steam Systems Optimization under Uncertainty Using Data-Driven Adaptive Robust Optimization. 2019 American Control Conference (ACC), IEEE; 2019, p. 2127–32. <https://doi.org/10.23919/ACC.2019.8814875>.
- [40] Ning C, You F. A data-driven multistage adaptive robust optimization framework for planning and scheduling under uncertainty. *AIChE J* 2017;63:4343–69. <https://doi.org/10.1002/aic.15792>.
- [41] Aguilar O, Perry SJ, Kim J-K, Smith R. Design and Optimization of Flexible Utility Systems Subject to Variable Conditions. *Chem Eng Res Des* 2007;85:1149–68. <https://doi.org/10.1205/cherd06063>.
- [42] Tan W, Liu X, Song F, Wang D, Huo Z, Yao Z, Han Y, Zhang X. Optimization of a gas–steam–power system linked with energy storage devices in steel enterprises. *Case Stud Ther Eng* 2026;80:107889. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2026.107889>.
- [43] Klaimi R, Alnouri SY, Miladinović A, Stijepović M. Decarbonizing ethylene production via renewable energy electrification: A techno-economic and environmental assessment. *Case Stud Chem Environ Eng* 2026;13:101323. <https://doi.org/10.1016/j.cscee.2026.101323>.
- [44] Yu J, Liu P, Li Z. Hybrid modelling and digital twin development of a steam turbine control stage for online performance monitoring. *Renew Sustain Energy Rev* 2020;133:110077. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110077>.
- [45] Han I-S, Lee Y-H, Han C. Modeling and Optimization of the Condensing Steam Turbine Network of a Chemical Plant. *Ind Eng Chem Res* 2006;45:670–80. <https://doi.org/10.1021/ie049425a>.
- [46] Chen C, Liu M, Li M, Wang Y, Wang C, Yan J. Digital twin modeling and operation optimization of the steam turbine system of thermal power plants. *Energy* 2024;290:129969. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.129969>.
- [47] Cui Z, Jiang K, Chen W, Wang J, Niu Y. Digital twin enhanced hybrid modelling for main steam temperature optimization of flexible power plant. *Energy* 2025;335:138132. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2025.138132>.

- [48] Zhao Y, Cai Y, Jiang H. Recurrent Neural Network-Based Hybrid Modeling Method for Digital Twin of Boiler System in Coal-Fired Power Plant. *Appl Sci* 2023;13:4905. <https://doi.org/10.3390/app13084905>.
- [49] Kurkin A, Hegemann J, Kordzanganeh M, Melnikov A. Forecasting steam mass flow in power plants using the parallel hybrid network. *Eng Appl Artif Intell* 2025;160:111912. <https://doi.org/10.1016/j.engappai.2025.111912>.
- [50] Aminzadeh A, Safavi AA, Seifi AR. Development of a hybrid simulator of a fossil fuel steam power plant. *Proceedings of the 2003 European Control Conference (ECC)*; 2003 Sep 1-4; Cambridge, UK. Piscataway (NJ): IEEE; 2003. p. 1905-10. <https://doi.org/10.23919/ECC.2003.7085244>.
- [51] Hajabdollahi F, Hajabdollahi Z, Hajabdollahi H. Soft computing based multi-objective optimization of steam cycle power plant using NSGA-II and ANN. *Appl Soft Comput* 2012;12:3648–55. <https://doi.org/10.1016/j.asoc.2012.06.006>.
- [52] Ismail FB, Al-Kayiem HH, Kazem HA. AI Adoption for Steam Boiler Trip Prevention in Thermal Power Plants. *Int J of Energy Prod Manag* 2024;9:131–42. <https://doi.org/10.18280/ijepm.090302>.
- [53] Miladinović A, Kijevcanin M, Jovanović J, Alnouri S, Stijepović V, Stijepović M. Optimizing ethylene plant utilities via hybrid ANN and first-principles modelling. *J Serb Chem Soc* 2026;91:291-302. <https://doi.org/10.2298/JSC250917090M>.
- [54] Li Z, Zhao L, Du W, Qian F. Modeling and Optimization of the Steam Turbine Network of an Ethylene Plant. *Chin J Chem Eng* 2013;21:520–8. [https://doi.org/10.1016/S1004-9541\(13\)60530-3](https://doi.org/10.1016/S1004-9541(13)60530-3).
- [55] Han Y-M, Geng Z-Q, Zhu Q-X. Energy optimization and prediction of complex petrochemical industries using an improved artificial neural network approach integrating data envelopment analysis. *Energy Convers Manag* 2016;124:73–83. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.07.002>.
- [56] Charnes A, Cooper WW, Rhodes E. Measuring the efficiency of decision making units. *Eur J Oper Res* 1978;2:429–44. [https://doi.org/10.1016/0377-2217\(78\)90138-8](https://doi.org/10.1016/0377-2217(78)90138-8).
- [57] Charnes A, Cooper WW, Wei QL, Huang ZM. Cone ratio data envelopment analysis and multi-objective programming. *Int J Syst Sci* 1989;20:1099–118. <https://doi.org/10.1080/00207728908910197>.
- [58] Maporti D, Galli F, Mocellin P, Pauletto G. Flexible ethylene production: Electrified ethane cracking coupled with oxidative dehydrogenation. *Energy Convers Manag* 2023;298:117761. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.117761>.
- [59] Jung W, Lee J, Ha K-S. Ethylene production processes in a carbon-neutral strategy. *Energy Convers Manag* 2024;311:118462. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2024.118462>.

- [60] Khojasteh Salkuyeh Y, Adams TA. A novel polygeneration process to co-produce ethylene and electricity from shale gas with zero CO₂ emissions via methane oxidative coupling. *Energy Convers Manag* 2015;92:406–20. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.12.081>.
- [61] Luo Y, Chen X, Li R, Xu Y, Chao J, Li P, et al. Prediction Model and Application of Turbine Regulating Stage Pressure Under Variable Conditions. *PGT* 2019;40:161-7. <https://doi.org/10.12096/j.2096-4528.pgt.18173>.
- [62] Flügel G. Das Gesetz der Ellipse bei Dampfturbinen. In: Stodola-Festschrift. Zürich: Orell Füssli; 1929.
- [63] Sun L, Liu C. Reliable and flexible steam and power system design. *Appl Therm Eng* 2015;79:184–91. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.11.076>.
- [64] Zhu Q, Luo X, Zhang B, Chen Y, Mo S. Mathematical modeling, validation, and operation optimization of an industrial complex steam turbine network-methodology and application. *Energy* 2016;97:191–213. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.12.112>.
- [65] Martelli E, Alobaid F, Elsidio C. Design Optimization and Dynamic Simulation of Steam Cycle Power Plants: A Review. *Front Energy Res* 2021;9:676696. <https://doi.org/10.3389/fenrg.2021.676969>.
- [66] Maréchal F, Kalitventzeff B. Process integration: Selection of the optimal utility system. *Comput Chem Eng* 1998;22:S149–56. [https://doi.org/10.1016/S0098-1354\(98\)00049-0](https://doi.org/10.1016/S0098-1354(98)00049-0).
- [67] Petracci N, Eliceche AM, Bandoni A, Brignole EA. Optimal operation of an ethylene plant utility system. *Comput Chem Eng* 1993;17:S147–52. [https://doi.org/10.1016/0098-1354\(93\)80221-8](https://doi.org/10.1016/0098-1354(93)80221-8).
- [68] Hwangbo S, Han J, Lee I-B. Development of a Deterministic Optimization Model for Design of an Integrated Utility and Hydrogen Supply Network. *Korean Chem Eng Res* 2014;52:603–12. <https://doi.org/10.9713/kcer.2014.52.5.603>.
- [69] Tournier J-M, El-Genk MS. Axial flow, multi-stage turbine and compressor models. *Energy Convers Manag* 2010;51:16–29. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.08.005>.
- [70] Bahadori A, Vuthaluru HB. Estimation of performance of steam turbines using a simple predictive tool. *Appl Therm Eng* 2010;30:1832–8. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.04.017>.
- [71] Celis C, Pinto GRS, Teixeira T, Xavier É. A steam turbine dynamic model for full scope power plant simulators. *Appl Therm Eng* 2017;120:593–602. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.03.131>.
- [72] Edgar TF., Himmelblau DM., Lasdon LS. Optimization of chemical processes. 2nd ed. New York: McGraw-Hill; 2001.
- [73] Peng D-Y, Robinson DB. A New Two-Constant Equation of State. *Ind Eng Chem Fundam* 1976;15:59–64. <https://doi.org/10.1021/i160057a011>.

- [74] Heys JJ. Chemical and biomedical engineering calculations using Python. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, Inc.; 2017.
- [75] Wagner W, Cooper JR, Dittmann A, Kijima J, Kretzschmar H-J, Kruse A, Mares R, Oguchi K, Sato H, Stöcker I, Sifner O, Takaishi Y, Tanishita I, Trübenbach, Willkommen Th. The IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. J Eng Gas Turbine Power 2000;122:150–84. <https://doi.org/10.1115/1.483186>.
- [76] Virtanen P, Gommers R, Oliphant TE, Haberland M, Reddy T, Cournapeau D, Burovski E, Pearu P, Weckesser W, Bright J, van der Walt SJ, Brett M, Wilson J, Millman KJ, Mayorov N, Nelson ARJ, Jones E, Kern R, Larson E, Carey CJ, Polat I, Feng Y, Moore EW, VanderPlas J, et al. SciPy 1.0: fundamental algorithms for scientific computing in Python. Nat Methods 2020;17:261–72. <https://doi.org/10.1038/s41592-019-0686-2>.
- [77] The MathWorks Inc. MATLAB (R2020a) [Computer program]. Natick, Massachusetts: The MathWorks Inc.; 2020.
- [78] Wagner W, Pruß A. The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. J Phys Chem Ref Data 2002;31:387–535. <https://doi.org/10.1063/1.1461829>.
- [79] Mavromatis SP, Kokossis AC. Hardware composites: A new conceptual tool for the analysis and optimisation of steam turbine networks in chemical process industries Part I: principles and construction procedure. Chem Eng Sci 1998; 53: 1405-34. [https://doi.org/10.1016/S0009-2509\(97\)00422-3](https://doi.org/10.1016/S0009-2509(97)00422-3).
- [80] Mavromatis SP, Kokossis AC. A logic based model for the analysis and optimisation of steam turbine networks. Comput Ind 1998;36:165-79. [https://doi.org/10.1016/S0166-3615\(98\)00070-0](https://doi.org/10.1016/S0166-3615(98)00070-0).
- [81] Klemes JJ, Varbanov PS, Wan Alwi SRW, Manan ZA. Process Integration and Intensification: Saving Energy, Water and Resources. Berlin, Boston: De Gruyter; 2014. <https://doi.org/10.1515/9783110306859>.
- [82] Almasi A. Latest techniques and practical notes on anti-surge systems for centrifugal compressors. Aust J Mech Eng 2012;10:81–90. <https://doi.org/10.7158/M11-779.2012.10.1>.
- [83] Mokhatab S, Poe WA, Mak JY. Handbook of natural gas transmission and processing: principles and practices. 4th ed. Kambridge (MA): Gulf Professional Publishing; 2019.
- [84] Coker AK. Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants. Volume 3. 4th ed. Oxford: Elsevier; 2015. <https://doi.org/10.1016/C2009-0-27268-0>.
- [85] Smith JM, van Ness HC, Abbott MM. Introduction to chemical engineering thermodynamics. 7th ed. Boston: McGraw-Hill; 2005.
- [86] Williams HP. Model Building in Mathematical Programming. 5th ed. Chichester: Wiley; 2013.

- [87] Gomory RE. Outline of an algorithm for integer solutions to linear programs 1958;64:275–8. <https://doi.org/10.1090/S0002-9904-1958-10224-4>.
- [88] Land AH, Doig AG. An Automatic Method of Solving Discrete Programming Problems. *Econometrica* 1960;28:497. <https://doi.org/10.2307/1910129>.
- [89] Haimes YY, Lasdon LS, Wismer DA. On a Bicriterion Formulation of the Problems of Integrated System Identification and System Optimization. *IEEE Trans Syst Man Cybern* 1971;SMC-1(3):296–7. <https://doi.org/10.1109/TSMC.1971.4308298>.
- [90] Voll P. Automated optimization-based synthesis of distributed energy supply systems [dissertation]. Aachen: RWTH Aachen University; 2014.
- [91] Benders JF. Partitioning procedures for solving mixed-variables programming problems. *Numer Math (Heidelb)* 1962;4:238–52. <https://doi.org/10.1007/BF01386316>.
- [92] Miladinović A, Grujić AS, Kijevčanin M, Stijepović V, Alnouri SY, Stijepović M. Towards zero carbon emissions: Electrification and decarbonization of an ethylene plant's utility system. *Comput Chem Eng* 2025;198:109117. <https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2025.109117>.
- [93] International Society of Automation. Instrumentation Symbols and Identification. ANSI/ISA-5.1-2009. Research Triangle Park, NC, USA: 2009.
- [94] International Organization for Standardization. Diagrams for the chemical and petrochemical industry: Part 1, Specification of diagrams. ISO 10628-1:2014. Geneva: ISO; 2014.
- [95] International Organization for Standardization. Diagrams for the chemical and petrochemical industry: Part 2, Graphical symbols. ISO 10628-2:2012. Geneva: ISO; 2012.
- [96] International Organization for Standardization. Specification for diagrams for process industry: Part 1, General rules. ISO 15519-1:2010. Geneva: ISO; 2010.
- [97] Klaimi R, Alnouri SY, Stijepovic V, Miladinovic A, Stijepovic M. Steel plant electrification: a pathway to sustainable production and carbon reduction. *Systems and Control Transactions*. 2025;4:651-5. <https://doi.org/10.69997/sct.153303>
- [98] Boyer SA. SCADA: supervisory control and data acquisition. 3rd ed. Research Triangle Park (NC): ISA; 2004.
- [99] UOP LLC. Refinery gas analysis by gas chromatography. UOP Method 539-97. Des Plaines (IL): UOP LLC; 1997.
- [100] Soave G. Equilibrium constants from a modified Redlich-Kwong equation of state. *Chem Eng Sci* 1972;27:1197–203. [https://doi.org/10.1016/0009-2509\(72\)80096-4](https://doi.org/10.1016/0009-2509(72)80096-4).
- [101] Bell C, contributors. Thermo: chemical properties component of Chemical Engineering Design Library (ChEDL) [Internet] 2016-2024 [cited 2026 Aug 22] Available from <https://github.com/CalebBell/thermo>

- [102] International Renewable Energy Agency (IRENA). Renewable Power Generation Costs in 2025 [Internet]. Abu Dhabi: IRENA; 2026 [cited 2026 Sep 21]. Available from: <https://www.irena.org/Publications/2026/Jul/Renewable-Power-Generation-Costs-in-2025>
- [103] International Renewable Energy Agency (IRENA). Green Hydrogen Cost Reduction: Scaling up renewable hydrogen to meet the 1.5°C climate goal [Internet]. Abu Dhabi: IRENA; 2020 [cited 2026 Aug 22]. Available from: <https://www.irena.org/Publications/2020/Dec/Green-Hydrogen-Cost-Reduction>
- [104] U.S. Energy Information Administration. U.S. natural gas prices [Internet]. Washington (DC): EIA; [cited 2026 Aug 22]. Available from: https://www.eia.gov/dnav/ng/ng_pri_sum_dcu_nus_m.htm
- [105] Xiong J, Zhao H, Zhang C, Zheng C, Luh PB. Thermoeconomic operation optimization of a coal-fired power plant. *Energy* 2012;42:486–96. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.03.020>.
- [106] Jadun P, Mcmillan C, Steinberg D, Muratori M, Vimmerstedt L, Mai T. Electrification futures study: end-use electric technology cost and performance projections through 2050. [internet] Golden (CO): National Renewable Energy Laboratory; 2017 [cited 2026 Aug 22]. Report No.: NREL/TP-6A20-70485.
- [107] Hewitt GF, editor. Heat transfer 1994 : proceedings of the Tenth International Heat Transfer Conference, Brighton, UK. Rugby (UK): Institution of Chemical Engineers; 1994.
- [108] Turton R, Bailie RC, Whiting WB, Shaeiwitz JA, Bhattacharyya D. Analysis, synthesis, and design of chemical processes. 4th ed. Upper Saddle River (NJ) Prentice Hall; 2012.
- [109] Smith R. Chemical process design and integration. 2nd ed. Chichester (UK): John Wiley & Sons Ltd; 2016.
- [110] Chauvel A. Manuel d'évaluation économique des procédés [Manual for economic evaluation of processes]. Paris: Éditions Technip; 2001.
- [111] Macrotrends LLC. European Union inflation rate (CPI) 1960-2025 [Internet]. Macrotrends LLC; 2025 [cited 2026 Mar 19]. Available from: <https://www.macrotrends.net/global-metrics/countries/EUU/european-union/inflation-rate-cpi>
- [112] AACE International. Cost estimate classification system – as applied in engineering, procurement, and construction for the process industries (18R-97) [Internet]. Morgantown: AACE International; 2020 [cited 2026 Sep 20]. Available from: <https://web.aacei.org/>
- [113] International Energy Agency. Electricity market report 2023 [Internet]. Paris: IEA; 2023 [cited 2026 Sep 20]. Available from: <https://www.iea.org/reports/electricity-market-report-2023>

Списак симбола и ознака

Латинички симболи

A	коефицијент ефикасности сегмента који интегрише термодинамички и механички степен корисног дејства свих обухваћених уређаја
$A-1$	деаратор
$a_{i,j}$	површина за размену топлоте (m^2)
A_i	коефицијент Willans-ове линије
B	коефицијент минималне снаге турбине
$b_{i,j}$	бинарна променљива која означава употребу размењивача топлоте
B_i	коефицијент Willans-ове линије (kW)
BHP^D	пројектоване вредности снаге осовине
$ \Delta BHP $	одступања снаге осовине процењене предложеним моделом од пројектованих вредности
c	вектор помераја
C_i^{BEL}	инвестициони трошак електричног котла
C_i^{HDR}	инвестициони трошак цевовода i
C_i^{HRSG}	инвестициони трошак котла за искоришћење отпадне топлоте
C_j^{EX}	инвестициони трошак размењивача топлоте
CTX	такса на емисију угљен-диоксида који настаје сагоревањем природног гаса ($\$ \cdot kg^{-1}$)
D	пројектовани оперативни услови
E_B	енергија која је садржана у произведеној пари добијеној у котлу
E_C	енергија неопходна за погон компресора
E_i	енергија повезана са нивоом паре i
$EF(CO_2)$	емисиони фактор за CO_2 ($kg CO_2 \cdot kg^{-1} NG$)
EOL	економски век трајања постројења
F	укупни молски проток смеше која улази у флеш посуду (сепаратор)
F_T	корекциони фактор за геометрију размењивача топлоте
h_{cond}	специфична енталпија кондензата ($kJ \cdot kg^{-1}$)
$H_{d,gas}$	доње топлотне вредности гаса и лож уља ($kJ \cdot kg^{-1}$)
$H_{d,ulje}$	специфична енталпија засићене течности ($kJ \cdot kg^{-1}$)
h_L	специфична енталпија напојне воде ($kJ \cdot kg^{-1}$)
h_{BFW}	специфична енталпија напојне воде ($kJ \cdot kg^{-1}$)
$h_{cw,iz}$	специфична енталпија расхладне воде на излазу из кондензатора ($kJ \cdot kg^{-1}$)
$h_{cw,ul}$	специфична енталпија расхладне воде на улазу у кондензатор ($kJ \cdot kg^{-1}$)
$H_{d,f}$	доња топлотна вредност горива ($kJ \cdot kg^{-1}$)
H_{d,H_2}	доња топлотна вредност сагоревања водоника ($kJ \cdot kg^{-1}$)
h_{HP}	специфична енталпија прегрејане паре на високом притиску ($kJ \cdot kg^{-1}$)
$h_{in,i}, h_{out,i}$	специфична енталпија паре на улазу у i -ти степен и на излазу из i -тог степена турбине, редом
h_i	специфична енталпија паре на улазу у вентил (виши ниво притиска) ($kJ \cdot kg^{-1}$)
h_i^{BFW}	специфична енталпија напојне котловске воде ($kJ \cdot kg^{-1}$)
h_i^{liq}	специфична енталпија воде на тачки кључања на притиску нивоа паре ($kJ \cdot kg^{-1}$)
h_i^{vap}	специфична енталпија засићене паре на притиску нивоа паре i ($kJ \cdot kg^{-1}$)

h_j	специфична енталпија паре на излазу (нижи ниво притиска) ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)
h_{makeup}	специфична енталпија свеже припремљене допунске воде ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)
h_{out}	специфична енталпија на излазу ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)
$h_{\text{para,ul}}$	специфична енталпија паре на улазу у кондензатор ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)
h_{para}	енталпија паре из вода са паром ниског притиска ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)
h_{par}	специфична енталпија излазне паре из HRSG ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)
H_{poly}	политропска снага ($\text{kN} \cdot \text{m} \cdot \text{kg}^{-1}$)
$h_{\text{rec},j}$	специфична енталпија рецикла ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)
h_{SHP}	специфична енталпија засићене паре ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)
$h_{\text{SM},2}$	специфична енталпија у другој секцији (после мешања са котловском водом) ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)
$h_{\text{sp},i}$	специфична енталпија сепаратора ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)
h_v	специфична енталпија експанзионог вентила ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)
$ J $	укупан број процесних токова
k	текући параметар за компоненте смеше
k_{avg}	средња вредност топлотних капацитета при констатном притиску и константној запремини на улазу и излазу
K_i	вредност равнотежног односа молског удела компоненте i у парној фази према њеном уделу у течној фази
LHV	доња топлотна вредност горива ($\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)
$m_{\text{EH},iz}$	кондензовани токови из размењивача ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)
$m_{\text{gas}}, m_{\text{ulje}}$	масени протоци гасовитог и течног горива ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)
m_{para}	масени проток паре на улазу у кондензатор ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)
$m_{\text{B-H2},iz}^{\text{max}}$	максимални капацитет као горња физичка граница, односно номинални капацитет водоничног котла који уређај не сме да пређе ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)
$m_{\text{B-H2},iz}^{\text{min}}$	технички минимум, тј. доња граница протока испод које водонични котао не може стабилно да функционише ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)
$m_{\text{B},iz}$	масени проток произведене засићене паре на излазу из котла ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)
$m_{\text{B},iz}^{\text{max}}$	максимални дозвољени масени проток паре (номинални капацитет котла, 100 % оптерећења) ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)
$m_{\text{B},iz}^{\text{min}}$	минимални дозвољени масени проток паре при којем котао може стабилно да ради ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)
$m_{\text{B,ul}}$	масени проток напојне воде на улазу у котао ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)
$M_{\text{BFW,MP,NN}}$	проток напојне воде котла која улази у цевовод средњег притиска (MP) која се процењује помоћу неуронске мреже ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)
$m_{\text{BFW},v}$	масени проток напојне воде која се убризгава ради хлађења ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)
M_{BFW}	масени проток напојне котловске воде ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)
m_{CND}	масени проток повратног кондензата из турбина ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)
m_{cw}	масени проток расхладне воде ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)
$m_{\text{EN } v,i}$	масени проток паре који улази у вентил из парног вода вишег нивоа i ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)
$m_{\text{flash},iz}$	кондензовани токови из сепарационих посуда ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)
m_f	проток горива за допунско ложење ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)
m_{H2}	масени проток водоника ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)
m_{HP}	масени проток прегрејане паре високог притиска ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)
M_{HP}	масени проток паре високог притиска ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)
$m_{\text{HRSG},iz}$	масени проток паре на излазу из HRSG ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$)

$m_{HRSg,iz}^{max}$	максимални капацитет или пројектовани проток паре HRSg ($t \cdot h^{-1}$)
$m_{HRSg,iz}^{min}$	технички минимум масени проток паре на излазу за HRSg ($t \cdot h^{-1}$)
$m_{HRSg,ul}$	масени проток напојне воде на улазу у HRSg ($t \cdot h^{-1}$)
m_{in}	масени проток на улазу ($t \cdot h^{-1}$)
$m_{iz,SHP}$	укупни проток паре који напушта SHP вод ($t \cdot h^{-1}$)
m_i	масени проток паре за степен i турбине ($t \cdot h^{-1}$)
m_i^{max}	максимални масени проток паре (номинални капацитет турбине) ($t \cdot h^{-1}$)
m_i^{min}	минимални масени проток паре при којем турбина може стабилно да ради ($t \cdot h^{-1}$)
M_i^{BFW}	потребан масени проток напојне воде котла (BFW) за ниво паре i ,
$M_i^{BFW,R}$	Потребан масени проток напојне воде котла за искоришћење отпадне топлоте по нивоу паре i
M_i^{stm}	количина паре која је генерисана у електричном котлу за пару i - тог нивоа
m_{makeup}	масени проток свеже припремљене воде (Make-Up) ($t \cdot h^{-1}$)
$M_{MP,req}$	неопходан масени проток паре средњег притиска ($t \cdot h^{-1}$)
M_{NG}	масени проток природног гаса ($kg \cdot h^{-1}$)
m_{para}	масени проток паре ниског притиска ($t \cdot h^{-1}$)
$M_{RT1,inS1}$	масени проток улаза у прву секцију S1 турбине RT-1 ($t \cdot h^{-1}$)
$M_{RT1,inS2}$	масени проток улаза у другу секцију S2 турбине RT-1 ($t \cdot h^{-1}$)
$M_{RT2,inS1}$	масени проток улаза у прву секцију S1 турбине RT-2 ($t \cdot h^{-1}$)
$M_{RT2,inS2}$	масени проток улаза у другу секцију S2 турбине RT-2 ($t \cdot h^{-1}$)
$M_{RT3,in}$	масени проток на улазу турбине RT-3 ($t \cdot h^{-1}$)
$M_{RV-1,in}$	масени проток на улазу редукционог вентила ($t \cdot h^{-1}$)
m_{TP}	масени проток паре кроз TP сегмент ($t \cdot h^{-1}$)
$m_{turb,iz}$	кондензовани токови из турбина ($t \cdot h^{-1}$)
m_t	стварни масени проток паре повезан са турбогенератором ($t \cdot h^{-1}$)
m_t^{max}	максимални дозвољени проток паре при којем турбо-генератор може стабилно да ради ($t \cdot h^{-1}$)
m_t^{min}	минимални дозвољени проток паре при којем турбо-генератор може стабилно да ради ($t \cdot h^{-1}$)
$m_{ul,SHP}$	укупни масени проток засићене паре који улази у SHP колектор ($t \cdot h^{-1}$)
M_w	молекулска маса ($kg \cdot kmol^{-1}$)
$m_{x,iz}$	масени проток прегрејане паре на излазу из прегрејача ($t \cdot h^{-1}$)
$m_{x,iz}^{max}$	максимално дозвољени масени проток паре у прегрејачу ($t \cdot h^{-1}$)
$m_{x,iz}^{min}$	минимално дозвољени масени проток паре у прегрејачу ($t \cdot h^{-1}$)
M_i^{HRSg}	количина паре која је генерисана у котлу за искоришћење отпадне топлоте за пару i -тог нивоа ($t \cdot h^{-1}$)
N	нови оперативни услови
n_{avg}	просечна вредност политропског експонента
N_{comp}	укупан број компоненти у смеси
$Pr(NG)$	цена природног гаса ($\$ \cdot kg^{-1}$)
$P_{el,motor}$	електрична снага коју електромотор троши (MW)
$P_{el,motor}^{max}$	максимална електрична снага коју електромотор може да троши (MW)
$P_{el,x}$	утрошена електрична снага за рад прегрејача (MW)
$P_{el,x}^{max}$	максимално дозвољена електрична снага коју прегрејач може да прими (MW)
P_{el}	утрошена електрична снага (MW)
P_{el}^{max}	максимална инсталирана снага електричног котла (MW)

P_{in}	притисак на улазу (Pa)
$P_{out,boiler}$	излазни притисак котла (Pa)
P_{out}	притисак на излазу (Pa)
P_{SM}	радни притисак у SM воду (Pa)
P_t	електрична снага коју производи турбо-генератор (MW)
P_t^{max}	максимална снага коју производи генератор (MW)
Q_{B-H2}	укупна количина топлоте водоничног котла (MW)
q	топлотна вредност горива ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)
Q_B	укупна количина топлоте котла (MW)
Q_B^F	количина ослобођене топлоте у котлу ослобођена сагоревањем фосилних горива (MW)
Q_{cond}	топлота коју пара предаје расхладној води (MW)
Q_{dg}	топлота садржана у димним гасовима која улази у HRSG (kW)
Q_{fuel}	количина топлоте која се ослобађа сагоревањем горива (kW)
Q_{HP}	укупна топлотна енергија прегрејане паре на HP нивоу (MW)
Q_{HRSG}	топлота коју преузима котао за искоришћење отпадне топлоте (HRSG) и предаје је води/пари (kW)
$q_{i,j}$	топлотна снага у свакој комбинацији процесне струје j и цевовода i (kW)
$Q_i^{HRSG, MAX}$	максимална количина рекупериране топлоте (MW)
Q_i^{HRSG}	количина топлоте пренешена из котла (HRSG) за искоришћење на нивоу паре i (kW)
Q_i^{stm}	топлотна снага неопходна за производњу паре нивоа i (kW)
Q_j	укупна топлота потребна за загревање процесне струје j (kW)
Q_{loss}	губитак топлоте (kW)
Q_{steam}	количина топлоте коју прима пара (kW)
Q_x	количина топлоте прегрејача (MW)
Q_x^{real}	стварна топлота предата пари у прегрејачу (MW)
R	гасна константа ($\text{kJ} \cdot \text{kmol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
R_{BD}	степен испуштене котловске воде
S	површина за размену топлоте (m^2)
T_{in}	температура на улазу (K)
T_{MP}	температура паре средњег притиска (MP) (K)
$T_{out,boiler}$	излазна температура котла (K)
T_{sat}	температура засићене паре (K)
T_{set}	циљна (setpoint) температура засићења за технолошке потрошаче (K)
$T_{SM,2}$	температура у другој секцији SM вода (K)
T_{sur}	температура околине (K)
U	укупни коефицијент пролаза топлоте ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)
W	матрица тежина за неурон i
W_{BHP}^D	енергија пренета на гас за пројектоване оперативне услове
W_{BHP}^N	енергија пренета на гас за нове оперативне услове
W_i	стварна снага на осовини (уз механичке губитке) (kW)
w_i	бинарна променљива
W_{motor}	механичка снага електромотора (kW)
$W_{RT1,req}$	неопходна снага турбине RT-1(kW)
$W_{RT2,req}$	неопходна снага турбине RT-2(kW)
$W_{RT3,req}$	неопходна снага турбине RT-3(kW)

$W_{RTi, NN}$	предвиђена снага турбине, процењена применом вештачке неуронске мреже (MW)
$W_{RTi, req}$	потребна снага турбине (MW)
$W_{stm, i}$	рад који производи пара у i -том степену турбине (MW)
W_{TP}	укупна механичка снага генерисана на осовинама турбина (TP сегмента) (MW)
X	вектор улаза за неурон i
x_{in}	стварна улазна вредност (неуронске мреже)
x_i	молски удео компоненте i у течности која напушта сепаратор
x_{min} и x_{max}	доња и горња граница вредности одговарајућег параметра
x_{opt}	нормализоване (оптимизоване) вредности
y_{B-H2}	бинарна променљива за водонични котло
Y	оптимизационо ограничење
y_b	бинарна променљива, означава да ли је котло у погону или ван погона
y_{HRSG}	бинарна променљива за HRSG
y_i	молски удео компоненте i у парној фази која напушта сепаратор
y_{motor}	бинарна променљива која означава да ли је електромотор у погону или не
y_t	бинарна променљива турбине или турбо-генератора
y_x	бинарна променљива прегрејача
Z	пре-активациона функција
Z_{avg}	аритметичка средина улазног и излазног коефицијента компресибилности
Z_{in}	улазни коефицијент компресибилности
z_i	молски удео компоненте i у напојној струји (смеси)

Грчки симболи

ε	максимално дозвољено одступање (толеранција)
η_{B-H2}	степен корисног дејства водоничног котла
η_B	степен корисног дејства котла
η_B^{el}	степен корисног дејства електричног котла
η_f	топлотна ефикасност сагоревања горива које се користи за допунско ложење
η_{HRSG}	степен корисног дејства котла за искоришћење отпадне топлоте тј. топлотна ефикасност котла
$\eta_{mech, i}$	механичка ефикасност i -тог степена турбине
η_{motor}	степен корисног дејства електромотора
η_{poly}	политропска ефикасност
η_t	степен корисног дејства турбо-генератора
η_x	степен корисног дејства прегрејача
η_x^{el}	степен корисног дејства електричног прегрејача
η	степен ефикасности
η^D	пројектована политропска ефикасност (%)
η^N	политропска ефикасност добијена моделом (%)
θ_i^{out}	температуре излазне процесне струје (K)
θ_j^{in}	температура улазне процесне струје (K)
ρ_{avg}	просечна густина на улазу и излазу
v_{in}	стварни улазни проток
φ	коефицијент протока

ψ	молски удео напојне струје који је прешао у парну фазу
ψ	коэффициент рада
$\Delta h_{is,i}$	изентропска промена енталпије ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)
Ω	функција циља
ΔT_{In}	логаритамска разлика температура између паре (која кондензује) и расхладне воде (која се загрева) (K)

Скраћенице

ACFM	стварне кубне стопе у минути
ANN	вештачке неуронске мреже
ARO	оптимизација у условима неизвесности
BFD	блок дијаграм
BHM	модел котла
BHP	снага осовине
BLP	бинарно линеарно програмирање (Binary Linear Programming)
BP	неуронска мрежа са пропагацијом уназад
CAPEX	капитални трошкови
CBC	COIN-OR Branch and Cut солвер за MILP
CCUS	уклањање, коришћење и складиштење угљеника
CP	укупан трошак за опрему
CQMIP	модел конусног квадратног мешовито-целобројног програмирања
CSP	концентрисана соларна енергија (Concentrated Solar Power)
CTS	сценарио чистих технологија
DBD	диелектрични бариерни плазма реактор
DEA	анализа обухватање података
DOF	степен слободе (eng. Degrees of Freedom, DOF)
DRI	гвожђе добијено директном редукцијом
EAF	електролучна пећ
ECC	конвенционална крекинг пећ за етан
ESDV	руптурне плоче и вентили за хитно искључење
GA-PSO	хибридни генетички алгоритам и оптимизација ројем честица
GLPK	GNU Linear Programming Kit солвер за MILP
HRSG	котао за искоришћење отпадне топлоте
IAPWS-97	индустријска формулација за термодинамичка својства воде и водене паре
LCA	анализа животног циклуса
LCOE	просечни трошкови производње електричне енергије ($\text{USD}\cdot\text{kWh}^{-1}$)
LHV	доња топлотна вредност горива
MILP	мешовито-целобројно линеарно програмирање
MINLP	мешовито-целобројно нелинеарно програмирање
MIP	мешовито целобројно програмирање (Mixed Integer Programming)
MOO	вишекритеријумска оптимизација (multi-objective optimization)
MTO	процес преноса метанола у олефине
NCC	конвенционална крекинг пећ за нафту
OC	укупни оперативни трошак
ODH	оксидативна дехидрогенација
OPEX	оперативни трошкови
P&ID	дијаграм цевовода и инструментације

PFD	технолошка шема процеса
PR	Peng-Robinson
PSO	оптимизација ројем честица
PSV	сигурносни вентил
PV	фотонапонски системи (Photo Voltaic)
RKDE	Хуберова функција губитка
RPM	обртаји у минути
SCADA	Стварни Оперативни подаци из система, Supervisory Control And Data Acquisition
SCIP	Solving Constraint Integer Programs солвер за MILP
SDMSCS	систем вишестепених компресора повезаних на парну турбину
SOO	једнокритеријумска оптимизација (Single objective optimization)
SVM	векторске машине подршке
TAC	укупни годишњи трошак
THM	модел турбине
TPM	модел термодинамичких својстава

Ознаке

B-NG	котао на природни гас
BE	котао који се напаја електричном енергијом
BFW	котловска напојна вода
CE	цена електричне енергије
CF	цена горива
Cp_b	трошкови за котлове
Cp_r	трошкови котлова за искоришћење топлоте
Cp_t	трошкови за турбогенераторе
Cp_x	трошкови за прегрејаче
CTX	укупан порез на емисију угљен-диоксида
d,DR	погонски агрегати
EH	електрични грејач
el	електрични
EN	струје које улазе у цевовод i
EX	струје које излазе из цевовода i
FPx_f	емисиони фактор горива
HP	парни вод паре високог притиска
HS	пара високог притиска
ih,IH	цевовод истог притиска као и цевовод i али на вишој температури у односу на цевовод i
il,IL	цевовод истог притиска као и цевовод i али на нижој температури у односу на цевовод i
L	течно стање воде у котлу
LP	парни вод паре ниског притиска
MP	парни вод паре средњег притиска
MS	пара средњег притиска
r,HRSG	котао за искоришћење топлоте
RT1,2A-B	екстракциона турбина
RT3	турбина са противпритиском

RTG-1, RTG-2, RTG-3	турбогенератори
RV	редукциони вентил
SHP	парни вод засићене паре високог притиска
t,TG	турбогенератори
TC	укупан трошак рада
TP	турбо-пумпа (јединствен агрегатни потрошач)
v,RV	редукциони вентили
VHP	пара веома високог притиска
x,SH	ознака за прегрејаче паре

Списак слика

Поглавље 2

Слика 2.1 Утицај улазног протока на параметре рада компресора: (а) однос притисака; (б) коефицијент напора; (ц) политропску ефикасност и потисни притисак; (д) специфичну снагу [10]

Слика 2.2 Поређење резултата за: а) однос притисака и б) ефикасност центрифугалних компресора добијених: $\diamond$ - детерминистичким моделом, $\bigcirc$ - вештачком неуронском мрежом, Δ - хибридном моделом, $\square$ - резултати реалне индустријске електране [16]

Слика 2.3 Компресорске криве: а) зависност односа притисака од коригованог запреминског протока б) зависност политропске ефикасности од коригованог запреминског протока у систему центрифугалних компресора у постројењу за производњу етилена [17]

Слика 2.4 Просечна месечна добит у производњи етилена изражена у GJ по тони етилена (лева ордината) и у \$/дан (десна ордината) [29]

Слика 2.5 Шематски приказ четири система у процесу крековања нафте из рада Tiggeloven-a и сарадника [32]: а) ВАУ систем се састоји од конвенционалног процеса производње етилена и резервоара за складиштење етилена; б) ЕС-G и ц) ЕС-B системи замењују конвенционалну пећ електричном (електрична енергија се преузима из мреже) а производња се може померити у периоде дана када је цена електричне енергије нижа или се енергија може складиштити у батерији (само код ЕС-B) како би се искористиле флукуације цена електричне енергије; д) у ЕС-RES систему нема прикључка на мрежу и сва електрична енергија се обезбеђује из обновљивих извора. Потражња за етиленом је фиксна на годишњем нивоу за сваки од ова четири система.

Слика 2.6 Шематски приказ конфигурације мреже турбина у систему паре у производњи етилена: а) почетна конфигурација б) оптимизована конфигурација након примене хибридног модела: ознаке VHS – врло висок притисак; HS – висок притисак и MS – средњи притисак; од P1 до P4 су ознаке за VHS кондензационе турбине; од P5 до P8 су ознаке за HS турбине са против-притиском; од P9 до P12 су ознаке за MS турбине са против-притиском; P13 је ознака HS турбине са против-притиском а P14 је ознака HS кондензационе турбине [54]

Слика 2.7 Конфигурација процеса оксидативне дехидрогенације коришћена за интеграцију са електрификованим крековањем: HTC-I–размењивач; ODH REACTOR–реактор дехидрогенације; STEAM HEADER–цевовод паре; HPSSH– прегрејач паре; BOILERHP–котао; ECONOMIZER HP–економајзер; PUMP HP–пумпа и CONDENSER– кондензатор. [58]

Слика 2.8 Имплементација процеса оксидативне дехидрогенације (означено плавим) у оквиру флексибилне конфигурације електрификованог крекинга [58]

Слика 2.9 Потенцијал емисије CO₂ (*Potential to Reduce CO₂ Emission*, PRCE) и потенцијал утицаја на смањење трошкова (*Potential to Decrease Production Cost*, PDPC) код различитих технологија

које су интегрисане са обновљивим изворима енергије: (а) PRCE колоне за процесе са соларном енергијом, енергијом ветра или енергијом малог модуларног реактора и (б) дијаграм везе PRCE и PDPC за различите сценарије [59]

Поглавље 3

Слика 3.1 Шематски приказ енергане

Слика 3.2 Шема моделовања екстракционе турбине

Слика 3.3 Дијаграм екстракције за парну турбину

Слика 3.4 а) Снага (BHP), б) однос притисака p_2/p_1 у функцији запреминског протока (ACFM) за први степен компресије пропилена са назначеном линијом пумпања (*surge*) и максималним капацитетом компресора (*stonewall*) за различите брзине ротације осовине у процентима.

Слика 3.5 Пример суперструктуре енергетског система индустријског постројења [92]

Поглавље 4

Слика 4.1 Укључивање соларне (*PhotoVoltaics*, PV) технологије, ветроенергије (*Wind*) и концентрационе соларне енергије (*Concentrated Solar Power*, CSP) у производњи челика [97]

Слика 4.2 Оптимални трошкови постигнути за електрификацију производње челика путем фотонапонских система (PV) и ветроенергије (*Wind*) [97]

Слика 4.3 Осетљивост цене природног гаса на просечне трошкове производње електричне енергије (LCOE) за концентрисану соларну енергију (CSP), фотонапонске системе (PV) и ветроенергију (*Wind*) [97]

Слика 4.4 Шематски приказ фабрике етилена

Слика 4.5 Алгоритам за процену перформанси степена компресије

Слика 4.6 Алгоритам процене перформанси парне турбине

Слика 4.7 Алгоритам за процену перформанси SDMSCS-а

Слика 4.8 Шематски приказ система вишестепеног компресора са парном турбином за крековани гас

Слика 4.9 Шематски приказ компресорског система пропилена

Слика 4.10 Компресорски систем етилена

Слика 4.11 Корелација између емисије CO₂ (t/h) и капиталних трошкова, оперативних трошкова, пореза на емисију CO₂ и укупних трошкова за етиленски погон: ▲— капитални трошкови, ●— оперативни трошкови, ●— порез на емисију CO₂, ●— укупни трошкови

Слика 4.12 Област изводљивости за релацију између емисије CO₂ и ● – укупних трошкова

Слика 4.13 Капитални трошкови, оперативни трошкови, порез на угљен-диоксид и укупни трошкови у зависности од емисија CO₂ (t/h), након повећања цена електричне енергије у односу на цену дату Табелу 4.9 за: а) 50 %, б) 100 % и ц) 150 %: ▲ – капитални трошкови, ● – оперативни трошкови, ● – порез на емисију CO₂, ● – укупни трошкови

Слика 4.14 Релација између капиталних, оперативних и укупних трошкова, као и пореза на емисију CO₂ и емисије CO₂ (t/h) за случај: а) највише б) најниже стопе пореза на CO₂ : – капитални трошкови ; ● – оперативни трошкови, ● – порез на емисију CO₂, ● – укупни трошкови

Слика 4.15 Укупни трошкови у односу на порез на емисију CO₂ (\$/t CO₂) за три сценарија који користе опрему на природни гас: ● – први сценарио; ○ – други сценарио; ● – трећи сценарио

Слика 4.16 Искоришћење опреме помоћу бинарних променљивих (0 - искључено, 1 - укључено) за четири оптимизована случаја: 1 случај емисија (17,31 t CO₂/h); 2 случај емисија (15,44 t CO₂/h); 3 случај емисија (7,89 t CO₂/h); 4 случај емисија (0 t CO₂/h)

Слика 4.17 Поређење потрошње енергије природног гаса и електричне енергије за четири оптимизована случаја: 1 случај емисије (17,31 t CO₂/h); 2 случај емисије (15,44 t CO₂/h); 3 случај емисије (7,89 t CO₂/h); 4 случај емисије (0 t CO₂/h)

Слика 4.18 Однос између генерисане електричне снаге (MW) и снаге која се ослобађа сагоревањем водоника (MW) према цени електричне енергије (\$/kWh)

Слика 4.19 Шематски приказ система паре у производњи етилена од интереса за могућност електрификације и за оптимизацију распореда размењивача топлоте

Слика 4.20 Блок шема генерисања паре преко јединица за искоришћење отпадне топлоте или преко електричних котлова која се спроводи преко цевовода до одговарајућих топлотних понора (размењивача топлоте)

Слика 4.21 Годишњи капитални трошкови (CAPEX), оперативни трошкови (OPEX) и укупни трошкови у функцији цене електричне енергије

Слика 4.22 Годишњи капитални и оперативни трошкови у функцији броја парних цевовода: а) за најнижу цену електричне енергије; б) за највишу цену електричне енергије: оперативни трошкови (OPEX), капитални трошкови (CAPEX).

Слика 4.23 Систем паре који је моделован хибридном приступом

Слика 4.24 Имплементирана неуронска мрежа на систем паре у фабрици етилена: $T_{out,boiler}$ – излазна температура котла; $p_{out,boiler}$ – излазни притисак котла, $M_{RT1,inS1}$ – масени проток улаза у прву секцију S1 турбине RT-1; $M_{RT1,ins2}$ – масени проток улаза у другу секцију S2 турбине RT-1; $M_{RT2,inS1}$ – масени проток улаза у прву секцију S1 турбине RT-2; $M_{RT2,ins2}$ – масени проток улаза у другу секцију S2 турбине RT-2; $M_{RT3,in}$ – масени проток на улазу турбине RT-3; $M_{RV-1,in}$ – масени проток на улазу редукционог вентила; T_{sur} – температура околине; $W_{RT1,req}$ – неопходна снага турбине RT-

1; $W_{RT2,req}$ – неопходна снага турбине RT-2; $W_{RT3,req}$ – неопходна снага турбине RT-1; T_{MP} – температура паре средњег притиска (MP), M_{BFW} – масени проток напојне котловске воде.

Слика 4.25 Приказ могућности предвиђања неуронске мреже преко средње квадратне грешке током обуке (плава линија), валидације (зелена линија) и тестирања (црвена линија) кроз епохе

Слика 4.26 Однос оперативних трошкова и економских фактора: цене природног гаса (лева у–оса) и пореза на емисију угљен-диоксида (десна у–оса).

Слика 4.27 Утицај снаге различитих турбина на оперативне трошкове: а) парне турбине крек–гаса б) пропиленске парне турбине ц) и етиленске турбине.

Списак табела

Поглавље 3

Табела 3.1: Код (ознака) уређаја у Технолошким шемама процеса

Табела 3.2: Преглед моделованих технолошких јединица у оквиру енергане

Табела 3.3: Преглед водећих комерцијалних MILP солвера

Табела 3.4: Значење слова у ознаци инструмента према стандарду ISA-5.1 у P&ID

Табела 3.5: Елементи ознаке процесне линије у P&ID.

Табела 3.6: Компаративни преглед BFD, PFD и P&ID дијаграма.

Поглавље 4

Табела 4.1: Упоредни преглед параметара у анализи могућности примене концентрисане соларне енергије (CSP), фотонапонских система (PV) и ветроенергетског система.

Табела 4.2: Вредности политропске ефикасности добијене моделом, η^N , и пројектоване вредности, η^D , за систем компресора крекованог гаса, заједно са одступањем процене модела снаге осовине (ВНР) од пројектованих вредности за различите степене, где је брзина ротације 100 % за различите запреминске протоке.

Табела 4.3: Пројектоване вредности параметара A и B ; нова, процењена вредности параметра A за систем компресора крекованог гаса

Табела 4.4: Вредности политропске ефикасности добијене моделом и пројектом за пропилен, као и девијација процене модела ВНР (рад на осовини) од пројектованих вредности за различите степене, при чему је брзина ротације 100 % за различите запреминске протоке.

Табела 4.5: Пројектоване вредности параметара A и B ; нова процењена вредност параметра A за пропиленски компресор.

Tabela 4.6: Вредности политропске ефикасности добијене моделом и пројектом за систем компресора етилена, као и одступања процене модела ВНР (рад на осовини) од пројектованих

вредности за различите степене, при чему је ротациона брзина 100 % за различите запреминске протоке.

Табела 4.7: Пројектоване вредности параметара A и B ; нова процењена вредност параметра A за систем компресора етилена.

Табела 4.8: Оптимални радни услови цевовода: zasiћене паре високог притиска (SHP), паре високог притиска (HP), паре средњег притиска (MP-A i MP-B), паре ниског притиска (LP-A i LP-B) као и кондензационог цевовода (CND) и напојне воде котла (BFW) и додатне воде (Make-Up).

Табела 4.9: Цене енергената и ресурса коришћене у примени MILP модела на систем паре у фабрици етилена.

Табела 4.10: Променљиве које се користе у оптимизацији система паре (суперструктуре) у фабрици етилена са типом и ограничењима

Табела 4.11: Ефикасност опреме, фактор емисије CO_2 и стопа пореза на емисију CO_2

Табела 4.12: Произведена електрична енергија (MW) турбогенератора за четири оптимизована случаја.

Табела 4.13: Подаци о процесним струјама (PS) преузети из фабрике етилена Петрохемије Панчево, температуре струја на улазу t^{IN} , температуре струја на излазу t^{OUT} , топлотни флуks, Q , коефицијент преноса топлоте U ($\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$).

Табела 4.14: Подаци о парним цевоводима: температура t ($^{\circ}\text{C}$), латентна топлота испаравања h_{lat} (kJ/kg), енталпија zasiћене течности, h_{liq} (kJ/kg), максимална количина рекупериране топлоте која се може искористити за производњу паре на наведеној температури $Q_i^{\text{HRSG,MAX}}$ (kW).

Табела 4.15: Додатни подаци о систему неопходни за студију случаја: енталпија напојне котловске воде h_{BFW} , минимална разлика у температури Δt_{min} , цена електричне енергије C_{el} , век трајања опреме EOL (*Economic Life*), удео испуштене котловске воде BD, ефикасности преноса и дистрибуције електричне енергије, односно ефикасност котла η_i^{el} .

Табела 4.16: Параметри котла и парног система који су коришћени у хибридном моделу преузети из оперативних података парног система фабрике етилена: $T_{\text{out,boiler}}$ – излазна температура котла; $p_{\text{out,boiler}}$ – излазни притисак котла, $M_{\text{RT1,inS1}}$ – масени проток улаза у прву секцију S1 турбине RT-1; $M_{\text{RT1,ins2}}$ – масени проток улаза у другу секцију S2 турбине RT-1; $M_{\text{RT2,inS1}}$ – масени проток улаза у прву секцију S1 турбине RT-2; $M_{\text{RT2,ins2}}$ – масени проток улаза у другу секцију S2 турбине RT-2; $M_{\text{RT3,in}}$ – масени проток на улазу турбине RT-3; $M_{\text{RV-1,in}}$ – масени проток на улазу редукционог вентила; T_{sur} – температура околине; M_{BFW} – масени проток напојне котловске воде; M_{NG} – масени проток природног гаса ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$); LHV – доња топлотна вредност природног гаса ($\text{MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$); h_{SH} – специфична енталпија прегрејане паре која излази из котла ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$); h_{BFW} – специфична енталпија напојне воде котла ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$); h_L – специфична енталпија воде у течном стању при радном притиску ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$); M_{HP} – пара високог притиска ($\text{t}\cdot\text{h}^{-1}$); $M_{\text{HP,max}}$ – максимални масени проток паре кроз котлао ($\text{t}\cdot\text{h}^{-1}$); a, b – коефицијенти регресије који су добијени обрадом експерименталних података.

Биографија

Алекса Миладиновић, мастер инжењер технологије, рођен је у Београду 24.06.1997. године. Основну и средњу школу завршио је у Београду са одличним успехом. Технолошко-металуршки факултет Универзитета у Београду уписао је 2016. године на студијском програму Хемијско инжењерство, изборном подручју Органска хемијска технологија, и дипломирао 2021. године на тему „Симулација процеса хидродесулфуризације фракције бензина“. Током основних студија био је добитник награде „Панта С. Тутунџић“ за изузетан успех и просек 9,00. Мастер академске студије на Технолошко-металуршком факултету Универзитета у Београду уписао је 2021. године на студијском програму Хемијско инжењерство и завршио 2022. године са темом „Симулација и нумеричка анализа пиролитичке пећи у процесу производње етилена“, са просеком 9,25. Докторске студије на матичном факултету, на студијском програму Хемијско инжењерство, уписао је школске 2022/23. године. Испите на докторским студијама положио је са просечном оценом 9,70. Од 01.04.2023. запослен је у Центру за материјале и металургију (ЦММ) Института за хемију, технологију и металургију (ИХТМ) у Београду. Кандидат поседује повељу Друштва за процесну технику Савеза машинских и електротехничких инжењера и техничара Србије за најбољи мастер рад у школској 2022/2023. години. Такође је учествовао у изради елабората о стручној анализи рада енергетског система фабрике „Етилен“ и предлогу мера за унапређење ефикасности. У оквиру програма SEED Research Grant 2025 одобрена му је реализација интерног пројекта: „Hybrid Modeling of a Low-Energy, Eco-Friendly Membrane Separation System at the Laboratory Scale (HELMS)“ на коме је био руководилац. Поседује знање рада у програмима: Matlab, Aspen Plus, Microsoft Office, Python и Java, као и знање енглеског и немачког језика.

Изјава о ауторству

Име и презиме аутора: Алекса Миладиновић

Број индекса: 2022/4023

Изјављујем

да је докторска дисертација под насловом

Моделовање и оптимизација електрификације енергана у индустријским постројењима

- резултат сопственог истраживачког рада;
- да дисертација у целини ни у деловима није била предложена за стицање друге дипломе према студијским програмима других високошколских установа;
- да су резултати коректно наведени и
- да нисам кршио/ла ауторска права и користио/ла интелектуалну својину других лица.

Потпис аутора

У Београду, _____

Изјава о истоветности штампане и електронске верзије докторског рада

Име и презиме: аутора Алекса Миладиновић

Број индекса: 2022/4023

Студијски програм: Хемијско инжењерство

Наслов рада: Моделовање и оптимизација електрификације енергана у индустријским постројењима

Ментор: др Мирко Стијеповић, ред. проф.

Изјављујем да је штампана верзија мог докторског рада истоветна електронској верзији коју сам предао/ла ради похрањивања у **Дигиталном репозиторијуму Универзитета у Београду**.

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци везани за добијање академског назива доктора наука, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада.

Ови лични подаци могу се објавити на мрежним страницама дигиталне библиотеке, у електронском каталогу и у публикацијама Универзитета у Београду.

Потпис аутора

У Београду, _____

Изјава о коришћењу

Овлашћујем Универзитетску библиотеку „Светозар Марковић“ да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду унесе моју докторску дисертацију под насловом:

Моделовање и оптимизација електрификације енергана у индустријским постројењима

која је моје ауторско дело.

Дисертацију са свим прилозима предао/ла сам у електронском формату погодном за трајно архивирање.

Моју докторску дисертацију похрањену у Дигиталном репозиторијуму Универзитета у Београду и доступну у отвореном приступу могу да користе сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons) за коју сам се одлучио/ла.

1. Ауторство (CC BY)

2. Ауторство – некомерцијално (CC BY-NC)

③ Ауторство – некомерцијално – без прерада (CC BY-NC-ND)

4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима (CC BY-NC-SA)

5. Ауторство – без прерада (CC BY-ND)

6. Ауторство – делити под истим условима (CC BY-SA)

(Молимо да заокружите само једну од шест понуђених лиценци.
Кратак опис лиценци је саставни део ове изјаве).

Потпис аутора

У Београду, _____

1. **Ауторство.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце, чак и у комерцијалне сврхе. Ово је најслободнија од свих лиценци.
2. **Ауторство – некомерцијално.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела.
3. **Ауторство – некомерцијално – без прерада.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела. У односу на све остале лиценце, овом лиценцом се ограничава највећи обим права коришћења дела.
4. **Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада.
5. **Ауторство – без прерада.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела.
6. **Ауторство – делити под истим условима.** Дозвољаваате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада. Слична је софтверским лиценцама, односно лиценцама отвореног кода.

ОЦЕНА ИЗВЕШТАЈА О ПРОВЕРИ ОРИГИНАЛНОСТИ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

На основу Правилника о поступку провере оригиналности докторских дисертација које се бране на Универзитету у Београду и налаза у извештају из програма iThenticate којим је извршена провера оригиналности докторске дисертације „Моделовање и оптимизација електрификације енергана у индустријским постројењима”, аутора Алекса З. Миладиновић, констатујем да утврђено подударање текста износи 2 %. Овај степен подударности последица је коришћења општих термина, података о коришћеној литератури, као и претходно публикованих резултата докторандових истраживања, који су проистекли из његове дисертације, што је у складу са чланом 9. Правилника.

На основу свега изнетог, а у складу са чланом 8. став 2. Правилника о поступку провере оригиналности докторских дисертација које се бране на Универзитету у Београду, изјављујем да извештај указује на оригиналност докторске дисертације, те се прописани поступак припреме за њену одбрану може наставити.

У Београду, 02. 09. 2026. године

Ментор

Др Мирко Стијеповић, ред. проф.