

**UNIVERSITETI I PRISHTINËS**  
**“ HASAN PRISHTINA “**  
**FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE**



**MODELIMI DHE SIMULIMI I NJË SISTEMI TË**  
**NGROHJES NË LARGËSI**

**PUNIM DIPLOME – MASTER**

Studenti:  
**Bsc. Avni Gashi**

Mentori:  
**Prof. Dr. Rexhep Selimaj**

**Prishtinë, 2017**

## **ABSTRAKTI:**

Sistemi i ngrohjes në largësi është sistem i centralizuar i ngrohjes i përdorur gjerësisht për ngrohje. Ai ofron përfitime ekonomike dhe është i njohur për të qenë më efikas në energji. Efikasiteti i tyre energjetik mund të përmirësohet më tej duke bërë më mirë kontrollin dhe operimin e sistemit të përgjithshëm. Me këtë ndërlihet edhe motivimi i marrjes me këtë punim që ka të bëjë me formimin dhe zhvillimin e modeleve termike dhe hidraulike të sistemeve të ngrohjes në largësi.

Modeli i zhvilluar përbëhet nga elementet e sistemit të ngrohjes dhe nëpërmjet simulimeve të përdorura arrihet të analizohet rrjeti shpërndarës i ujit, pompa, temperatura, balancimi dhe kontrolli i valvulave, si dhe ngarkesat termike dhe përmirësimi i efikasitetit të energjisë.

Rezultatet e simulimit do të tregojnë se nëpërmjet këtyre veprimeve do të arrihet në kursimin e energjisë në kushte të ndryshme operative.

*Fjalë kyçe:* ngrohja në largësi, modelet termike dhe hidraulike

## **ABSTRACT**

District heating system is centralized heating system widely used for heating. They provide economic benefits and are known to be more energy efficient. Their energy efficiency can be further improved by making better control and operation of the overall system. This relates to the motivation of making this work that has to do with the formation and development of thermal and hydraulic models of district heating systems.

The developed model consists of heating system elements and through used simulations is achieved to analyze the distribution network of the water, pumps, temperature, balancing and controlled valves, and thermal loads and improved energy efficiency.

The simulation results will show that through these actions will achieve to energy savings in various operating conditions.

*Keywords:* district heating, thermal and hydraulic models

## Përmbajtja

1. NGROHJES NË LARGËSI .....	9
1.1. Kuptimet Themelore .....	9
1.2. Ndarja dhe karakteristikat themelore të sistemeve të ngrohjes në largësi .....	9
1.3. Përparësitë dhe mangësitë e ngrohjes në largësi .....	10
1.4. Ngrohtoret (NG) .....	10
1.5. Termocentralet - ngrohtore (TC - NG) .....	11
1.6. Termocentralet në Kosovë .....	16
1.6.1. Termocentrali “Kosova A” .....	17
1.6.2. Termocentrali “Kosova B” .....	18
2. DISA TË DHËNA NGA LITERATURA NË LIDHJE ME PROJEKTIMIN E SISTEMIT TË NGROHJES NË LARGËSI .....	20
2.1. Shqyrtimi i modeleve dinamike të sistemit të NL .....	21
2.2. Shqyrtimi i projektimit dhe operimit të rrjetit të sistemit hidraulik të NL .....	22
2.3. Shqyrtimi i efektit të valvulave balancuese në sistemin e NL .....	24
2.4. Kontrolli dhe strategjia e funksionimit të sistemit të NL .....	25
2.5. Optimizimi i sistemeve të NL .....	25
2.6. Përmbledhje nga shqyrtimi i literaturës .....	26
2.7. Objektivat e temës .....	26
3. MODELI FIZIK DHE PROJEKTIMI I SISTEMIT TË NL .....	28
3.1. Hyrje .....	28
3.2. Modeli fizik dhe projektimi i sistemit të NL .....	28
3.2.1. Kushtet e projektimit .....	30
3.2.2. Ngarkesa termike $Q_{di}$ e çdo ndërtese .....	31
3.2.3. Parametrat e projektimit .....	36
3.3. Modeli dinamik i sistemit të NL .....	37
3.3.1. Modeli i kaldajës .....	37
3.3.2. Modeli i temperaturave të ujit të furnizimit dhe të kthimit .....	38
3.3.3. Modeli i zonës .....	44
3.3.4. Modeli i ngrohësit .....	44
3.3.5. Modeli i murit të jashtëm .....	45
3.4. Përgjigjet – reagimet e qarqeve të hapura të sistemit të përgjithshëm të NL .....	47
3.4.1. Sistemet i përgjigjen kushteve të projektit pa fitime të brendshëm të nxehtësisë .....	47
3.4.2. Reagimet e sistemit nën kushtet e projektimit pa fitime të brendshme të nxehtësisë por me humbje të nxehtësisë nga gypat .....	48
3.4.3. Reagimet e sistemit nën kushtet e projektimit me fitimet e nxehtësisë dhe humbjet e nxehtësisë në tuba .....	49
3.4.4. Reagimet e ditëve tipike me fitimet dinamike termike dhe humbjet në tuba .....	50
3.5. Përmbledhje e rezultateve nga modeli fizik .....	51

4. MODELIMI HIDRAULIK .....	52
4.1. Hyrje .....	52
4.2. Modelimi hidraulik .....	53
4.2.1. Modeli i shtypjes së ujit të sistemit të NL .....	53
4.2.2. Rënia e presionit të ujit në valvulën balancuese .....	58
4.2.3. Valvulat balancuese dhe procedura e vlerësimit .....	60
4.3. Pozicioni i hapjes së valvulave balancuese si funksion i temperaturës së jashtme ..	63
4.4. Përmbledhje e modelit statik hidraulik të sistemit të NL .....	64
5. STRATEGJIA E KONTROLLIT PI DHE OPERIMI OPTIMAL I ENERGJISË SË SISTEMIT TË NL ME PIKAT E CAKTUARA TË VALVULAVE BALANCUESE	65
5.1. Hyrje .....	65
5.2. Kontrolli IP i kaldajës .....	66
5.3. Kontrolli IP i zonës .....	67
5.4. Kontrolli IP i sistemit të NL .....	68
5.5. Reagimet e IP kontrollit të sistemit të NL .....	68
5.6. Optimizimi i kontrollit IP të pikave të caktuara .....	70
5.7. Caktimi afër-optimal i valvulës balancuese .....	72
5.8. Krahasimi i konsumit të energjisë në kushtet e ndryshme të motit .....	73
5.9. Përmbledhje e strategjisë së kontrollit e IP .....	78
6. PËRFUNDIMI .....	80
Referencat .....	82

## Lista e simboleve

### Simbolet e mëdha

Madhësia	Njësia	Shpjegimi
$A_{di}$	$m^2$	Sipërfaqja e dyshemesë së ngrohtë
$C_b$	$J/^\circ C$	Kapaciteti termik i kaldajës
$C_{htr1-6}$	$J/^\circ C$	Kapaciteti termik i ngrohësve
$C_{iwl(s,e,w,n)(1,2,3,4)}$	$J/^\circ C$	Kapaciteti termik i shtresave të murit të ndërtimit 1, 2, 3 në jug, lindje, perëndim ose veri
$D_h$	m	Diametri hidraulik në segmentin e tubit
$D_0$	m	Diametri i jashtëm i tubit me izolim
$D_{ii}$	m	Diametri i jashtëm i tubit pa izolim
$G_{cp}$	$Kg/s$	Shkalla e rrjedhjes të masës së ujit për çdo tub
$G_{mk}$	$Kg/s$	Shkalla e rrjedhjes së masës së ujit furnizues
$G_p$	$Kg/s$	Shkalla e rrjedhjes të masës të ujit në pompë
$HV$	$MJ/kg$	Vlera e nxehtësisë së karburantit
$H_{emb}$	m	Lartësia mesatare e vendosjes së tubit
$H_{req}$	Pa	Presioni i lartësisë së nevojshme të pompës qarkulluese
$K$	m	Vrazhdësia absolute brenda murit të tubit
$L_{dp}$	m	Gjatësia ekuivalente e tubit
$L_p$	m	Distanca mesatare në mes të tubit furnizues dhe kthyes
$PD_{bvi}$	Pa	Rënia e presionit në valvulën balancuese
$PD_{bvirat}$	/	Raporti normal i rënies së presionit në valvulën balancuese me qarkun e degëzuar
$PD_{bvisp}$	Pa	Rënia e presionit në valvulën balancuese
$P_{Hpump}$	Pa	Presioni i lartësisë së pompës qarkulluese
$P_v$	Pa	Presioni i avullit të ngopur me ujë në temperaturën momentale
$Q_{di}$	W	Ngarkesa termike e ndërtesës
$Q_{gain}$	W	Përfitimet e nxehtësisë së zonës nga rrezatimi diellor dhe burimet e brendshme të nxehtësisë
$Q_{lsi}$	W	Humbja e nxehtësisë në segmentet e tubit
$Q_{solvl(s,e,ë,i)}$	W	Përfitimet e nxehtësisë diellore në muret e ndërtesës nga ana e jugut, lindjes, apo perëndimit
$R_{cp}$	Pa/m	Sasia e fërkimit nga tubi
$Re$		Numri i Rejnoldsit
$R_{insi}$	$m^\circ C/W$	Rezistenca termike e izolimit në segmentet e tubit
$R_{int}$	$m^\circ C/W$	Rezistenca termike e shtuar mes segmentit të tubit të furnizimit dhe të kthimit
$R_{pi}$	Pa/m	Raporti i rezistencës së ujit në segmentit e tubit
$R_{soil}$	$m^\circ C/W$	Rezistenca termike e tokës në segmentin e tubit
$t_b$	$^\circ C$	Temperatura e ujit në dalje nga kaldaja
$t_{bsp}$	$^\circ C$	Temperatura e ujit në pikën e caktuar të kaldajës

$t_{mk}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura furnizuese e ujit
$t_0$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura e ajrit të jashtëm
$t_{od}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura e projektuar e ajrit të jashtëm
$t_r$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura e ujit kthyes
$t_{rd}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura e projektuar e ujit kthyes
$t_s$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura e ujit furnizues
$t_{sd}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura e projektuar e ujit furnizues
$t_{soil}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura mesatare e sipërfaqes së Tokës
$t_z$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura e ajrit të brendshëm
$t_{zd}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura e projektuar e ajrit të brendshëm
$U_{eni}$	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$	Koeficienti i përgjithshëm i transmetimit të nxehtësisë për çdo mbështjellës të ndërtesës
$U_{htr1-6}$	$\text{W}/\text{m}$	Koeficienti aktual i transmetimit të nxehtësisë të ngrohësve 1-6
$U_{iwl01}$	$\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$	Koeficienti i përgjithshëm i transmetimit të nxehtësisë në nyjet e murit të jashtëm prej anës së jashtme në shtresën 1 të ndërtesës $i$
$U_{iwl12}$	$\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$	Koeficienti i përgjithshëm i transmetimit të nxehtësisë në nyjet e murit të jashtëm prej shtresës 1 në shtresën 2 të ndërtesës $i$
$U_{iwl23}$	$\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$	Koeficienti i përgjithshëm i transmetimit të nxehtësisë në nyjet e murit të jashtëm prej shtresës 2 në shtresën 3 të ndërtesës $i$
$U_{iwl34}$	$\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$	Koeficienti i përgjithshëm i transmetimit të nxehtësisë në nyjet e murit të jashtëm prej shtresës 3 në shtresën 4 të ndërtesës $i$
$U_{iwl4i}$	$\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$	Koeficienti i përgjithshëm i transmetimit të nxehtësisë në nyjet e murit të jashtëm prej shtresës 4 në brendinë e ndërtesës $i$
$V$	$\text{m}/\text{s}$	Shpejtësia e rrjedhjes së ujit
$WR_i$	$\text{Pa}$	Rezistenca e ujit në segmentet e tubit
$WR_{ui}$	$\text{Pa}$	Rezistenca e ujit në ngrohësin terminal
$WR_{cwi}$	$\text{Pa}$	Rezistenca e ujit në valvulat kontrolluese
$WR_b$	$\text{Pa}$	Rezistenca e ujit të kaldajës
$X_F$		Raporti operativ i presionit (pa dimensione)
$\Delta P_b$	$\text{Pa}$	Rezistenca e fërkimit të kaldajës
$\Delta P_{bd}$	$\text{Pa}$	Rezistenca e ujit në kaldajë
$\Delta P_{ip}$	$\text{Pa}$	Rezistenca e fërkimit të segmentit të tubit
$\Delta P_u$	$\text{Pa}$	Rezistenca e fërkimit të ndërtesës
$\Delta P_{ui}$	$\text{Pa}$	Rezistenca e ujit nga përdoruesi $i$
$\Delta P_v$	$\text{Pa}$	Rezistenca e fërkimit në valvulat kontrolluese

## Simbolet e vogla

Madhësia dhe njësia	Përshkrimi
$c_i$	Indeksi i modifikuar për transferimin e nxehtësisë, koeficienti i nxehtësisë (pa dimensione)
$c_w, \text{J/kg } ^\circ\text{C}$	Nxehtësia specifike e ujit
$c_z$	Nxehtësia specifike e ajrit
$c_{1-6}, \text{J/kg}^\circ\text{C}$	Indeksi i modifikuar për transferimin e nxehtësisë, koeficienti i nxehtësisë (pa dimension)
$d_p$	Diametri i gypit
$e_b$	Efikasiteti i kaldajës (pa dimension)
$e_{motor}$	Efikasiteti i motorit elektrik (pa dimension)
$E_{pump}$	Efikasiteti i pompës qarkulluese (pa dimension)
$f_g$	Faktori i sigurisë për qarkullim të ujit (pa dimension)
$f_{1-6}$	Faktori i sigurisë për transferimit të nxehtësisë në zonën e ngrohësit
$f_m$	Faktori i sigurisë për sasinë e rrjedhjes së ujit nga pompa furnizuese (pa dimension)
$f_f$	Faktori i sigurisë për sasinë e rrjedhjes së ujit nga pompa qarkulluese (pa dimension)
$f_{mp}$	Faktori i sigurisë i pompës furnizuese për lartësinë e pompës së ujit (pa dimension)
$f_r$	Faktori i sigurisë i pompës qarkulluese për lartësinë e pompës së ujit (pa dimension)
$h_{soil}, \text{W/m}^\circ\text{C}$	Koeficienti i transferimit të nxehtësisë së ajrit në sipërfaqen e tokës
$k_i$	Fitimet integrale (pa dimension)
$k_{soil}, \text{W/m}^\circ\text{C}$	Përçueshmëria e tokës
$m_{bd}, \text{t/h}$	Kapaciteti i ujit të nxehtë në kaldajë
$m_{fmax}, \text{kg/s}$	Shkalla maksimale e rrjedhjes masore të lëndë djegëse
$m_i, \text{kg/s}$	Shkalla maksimale e rrjedhjes masore në segmentin e tubit
$q_d, \text{W/m}^2$	Indeksi i ngarkesës termike
$u_f$	Variabla kontrolluese e rrjedhjes së karburantit të kaldajës (pa dimension)
$u_{bvi}$	Shkalla e prurjes së normalizuar në valvulen balancuese (pa dimension)
$u_{bvri}$	Raporti i valvules balancuese $i$ të hapur (pa dimension)
$u_{cvi}$	Shkalla e prurjes së normalizuar në valvulen kontrolluese $i$ (pa dimension)
$u_w$	Variabla kontrolluese e valvulës së normalizuar me lidhje me pozicionin e plotë të hapur (pa dimension)
$u_{wi}$	Shkalla e rrjedhjes së normalizuar në gjithë sistemin NL (pa dimension)

## **Përshkrimi**

<i>b</i>	I referohet kaldajës
<i>bv</i>	I referohet valvulës balancuese
<i>cv</i>	I referohet valvulës kontrolluese
<i>d</i>	I referohet projektimit të kushteve
<i>e</i>	I referohet lindjes
<i>f</i>	I referohet karburantit
<i>en</i>	I referohet mbështjellësit të ndërtimit
<i>i</i>	I referohet numrit pasues
<i>in</i>	I referohet izolimit
<i>ls</i>	I referohet humbjes së nxehtësisë
<i>m</i>	I referohet ujit industrial
<i>n</i>	I referohet veriut
<i>o</i>	I referohet të jashtëmes
<i>r</i>	I referohet normës së ujit të kthimit
<i>s</i>	I referohet normës së ujit të furnizimit ose jugut
<i>sol</i>	I referohet diellores (solare)
<i>sp</i>	I referohet pikës së vendosur
<i>u</i>	I referohet përdoruesit
<i>w</i>	I referohet ujit ose perëndimit
<i>wl</i>	I referohet murit ndërtues
<i>z</i>	I referohet zonës



# 1. NGROHJA NË LARGËSI

## 1.1. Kuptimet Themelore

Me nocionin ngrohje në largësi nënkuptohet furnizimi me energji termike për ngrohje, ajrim, ngrohje të ujit për nevoja sanitare dhe teknologjike e të gjithë shpenzuesve të një qyteti ose të pjesëve të caktuara të qytetit nga një, ose më shumë, burime termike të lidhura në sistem të përbashkët.

Nxehtësia e prodhuar në një burim termik, me anë gypash, shpërndahet në stacione këmbimi të nxehtësisë (nënstacionet termike), që paraqesin lidhjen ndërmjet sistemit të ngrohjes në largësi (sistemit primar) dhe sistemit që e shpenzon këtë energji në ndërtesa (sistemi sekondar).

Se çfarë aparature dhe pajisjesh do të ketë nënstationi termik varet nga sistemi i ngrohjes në largësi dhe nga nevojat e sistemit sekondar të ndërtesave.

Nëse temperatura e bartësit të nxehtësisë (uji ose avulli i ujit) në sistemin primar u përgjigjet kërkesave të shpenzuesit sa i përket temperaturës dhe shtypjes, atëherë nuk ka nevojë për nënstation termik. Kësi rasti kemi kur në sistemin primar transportohet ujë i ngrohtë, por dhe shpenzuesi kërkon ujë të ngrohtë, ose kur në sistemin primar transportohet avulli i ujit (ose uji i valë), por edhe impianteve të industrisë gjithashtu u nevojitet avull uji me shtypje të njëjtë (ose ujë i valë).

Në të gjitha rastet e tjera në nënstatione termike duhet të vihen impiante, nëpërmjet të cilave energjia termike e sjellë nga sistemi i ngrohjes në largësi, shndërrohet sipas kërkesave të shpenzuesve në përgjithësi.

Nëse bartësi i nxehtësisë është uji i valë, ndërsa sistemi sekondar ka nevojë për ujë të ngrohtë, në këtë rast përdoret këmbyesi i nxehtësisë, i cili në raste të tilla e zëvendëson kaldajën.

## 1.2. Ndarja dhe karakteristikat themelore të sistemeve të ngrohjes në largësi

Varësisht nga shkalla e centralizimit, sistemet e ngrohjes në largësi ndahen në katër grupe:

- *grupore* - kur kemi të bëjmë me furnizimin e një grupi ndërtesash;
- *rajonale* - furnizimi me nxehtësi i disa grupeve të ndërtesave (rajonit);
- *furnizimi i qytetit* dhe
- *furnizimi i një bashkësie qytetesh.*

Procesi i furnizimit të centralizuar me energji termike përbëhet prej tri fazash: a) përgatitja e bartësit të nxehtësisë, b) transportimi i bartësit të nxehtësisë dhe c) shfrytëzimi i bartësit të nxehtësisë.

Përgatitja e bartësit të nxehtësisë bëhet në stabilimente të veçanta në termocentrale ose në kaldatore të qytetit, të rajonit ose në kaldatore industriale, etj.

Metoda më racionale e furnizimit të centralizuar me energji termike, dhe njëra ndër rrugët themelore të zvogëlimit specifik të shpenzimit të lëndës djegëse të prodhimit të energjisë

elektrike, është termofikimi.

Me termin termofikim nënkuptohet furnizimi i centralizuar në bazë të prodhimit të kombinuar, pra në një vend, të energjisë termike dhe asaj elektrike.

Tërësia e stabilimenteve që dedikohet për përgatitjen, për transportin dhe për shfrytëzimin e bartësit të nxehtësisë paraqet sistem të centralizuar të furnizimit me energji termike.

### **1.3.Përparësitë dhe mangësitë e ngrohjes në largësi**

*Përparësitë* themelore të ngrohjes në largësi janë:

- Ekonomizimi sa i përket shpenzimit të lëndës djegëse, pasi mund të përdoren edhe kaldajat më të përsosura, eksploatimi dhe përkujdesja për të cilat bëhen nga një personel teknik i kualifikuar. Përveç kësaj në këto kaldaja mund të digjet edhe lënda djegëse e cilësisë së dobët, p.sh. linjiti;
- Zvogëlohet sipërfaqja e tërësishme e kaldatores dhe e depove të shumta për lëndë djegëse;
- Zvogëlohet personeli shërbyes i kaldajës;
- Zvogëlohet ndotja e ambientit me tym, blozë, mbeturina të thëngjillit, zgjyrë dhe me hi. Kjo arrihet falë asaj se ngrohtorja mund të vendoset jashtë rajonit të ndërtesave dhe falë efikasitetit teknik më të lartë të instalimeve të ngrohjes në largësi.

*Mangësitë* e ngrohjes në largësi janë:

- Shpenzimet e larta të investimit;
- Rreziku nga avaritë e mëdha (p.sh. në kushte lufte), kur një numër i madh ndërtesash mbeten pa ngrohje.

### **1.4. Ngrohtoret (NG)**

Ngrohtoret dhe Termocentralet - Ngrohtoret janë pajisje të prodhimit të nxehtësisë. Këto nuk përdoren vetëm për prodhimin e energjisë termike të ngrohjes, por edhe për ngrohjen e ujit për nevoja sanitare, për ta vluar ujin (për kuzhina) dhe për të prodhuar avull uji për nevoja teknologjike.

Nëse energjia termike prodhohet në ngrohtore - NG, ndërsa energjia elektrike nga një termocentral i tipit kondensues TC, kemi të bëjmë me prodhimtari të ndarë të energjisë termike dhe elektrike. Në fig.1.1 është paraqitur skema e një ngrohtoreje të tillë. Në ngrohtoren NG, nxehet uji në kaldaja K (njëra prej tyre është rezervë) që me anë të gypit magjstral 1 shkon gjer te nënstacionet termike 4 të objekteve 3. Në këto nënstacione termike këmbëhet energjia termike e ujit të valë të sistemit primar në ujë të ngrohtë në sistemin sekondar të ndërtesës me anë të këmbyesit të nxehtësisë. Uji i valë, pasi ta ketë dhënë nxehtësinë në këto nënstacione, kthehet në ngrohtore si ujë i ngrohtë nëpërmjet gypit magjstral të kthimit në ngrohtore. Qarkullimi i detyruar i ujit në sistem arrihet me anë të pompës P, që gjithashtu gjendet në ngrohtore dhe është e montuar në gypin e kthimit.

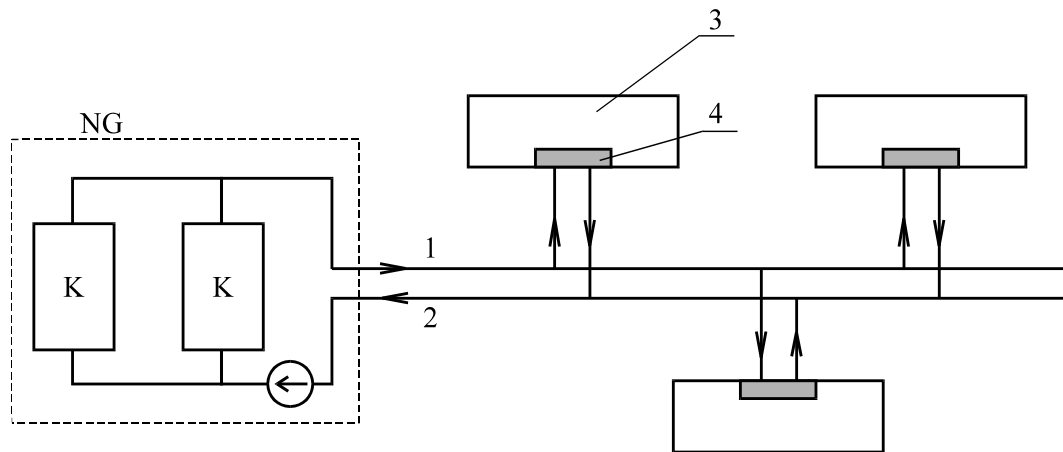


Fig. 1.1. Ngrohja në largësi nga nrohtorja (NG): 1 - gypi magjistral i dërgimit; 2 - gypi magjistral i kthimit; 3 - objektet që përfshihen në ngrohjen në largësi; 4 - nënstacionet termike për objektet përkatëse; P - pompa e qarkullimit të ujit; K - kaldajat

### 1.5. Termocentralet - ngrohtore (TC - NG)

Termocentrale - ngrohtore quhen stabilimentet e prodhimit të kombinuar të energjisë termike dhe të energjisë elektrike. Thelbi i punës së tyre qëndron në shfrytëzimin e energjisë termike që te bllqet me kondensim hidhet në atmosferë dhe në këtë mënyrë krijohet një modernizim i këtyre cikleve. Avulli i ujit, që del nga turbina, kondensohet gjatë një shtypjeje  $p_m$  më të madhe se shtypja e kondensimit te bllqet me kondensim, pra  $p_T > p_K$ . Presioni i kondensimit të avullit në këtë rast varet nga temperatura e ujit të ngrohtë që e kërkon konsumatori termik i kyçur në rrjetin termofikues. Në këtë mënyrë dallohen cikli i termofikimit (0, 1, 1', 3, 0) dhe cikli i kondensimit (0, 2, 2', 3, 0), që mund të realizohen sipas skemës (fig.1.2). Cikli i tillë është treguar në fig.1.3.

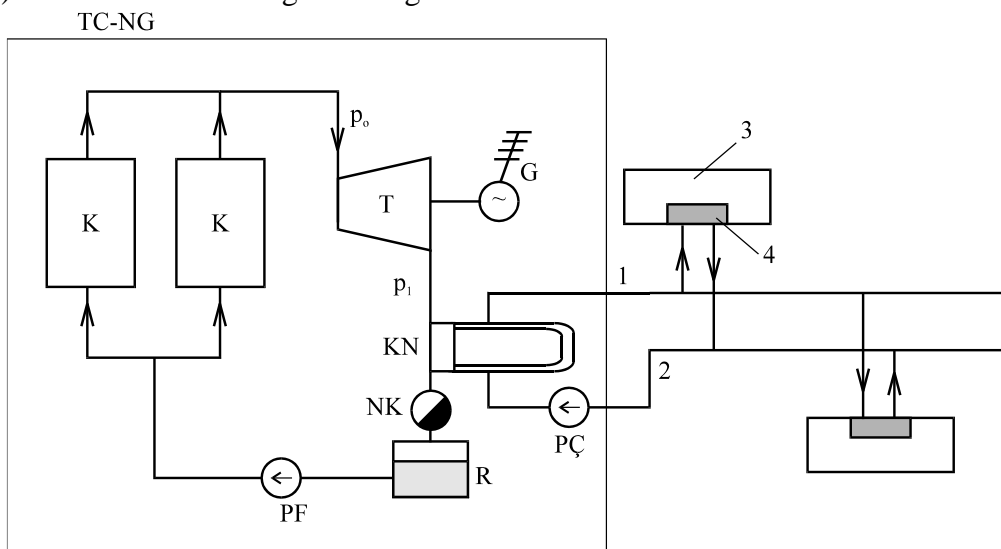


Fig.1.2. - Ngrohja në largësi nga termoelectrocentralet (prodhimi i kombinuar i energjisë elektrike dhe termike): R - rezervuari i kondensatit; KN - këmbyesi i nxehtësisë; T - turbina

me avull; NK - ndarësi i kondensatit; G - elektrogjeneratori; PÇ, PF - pompa e qarkullimit dhe pompa e furnizimit

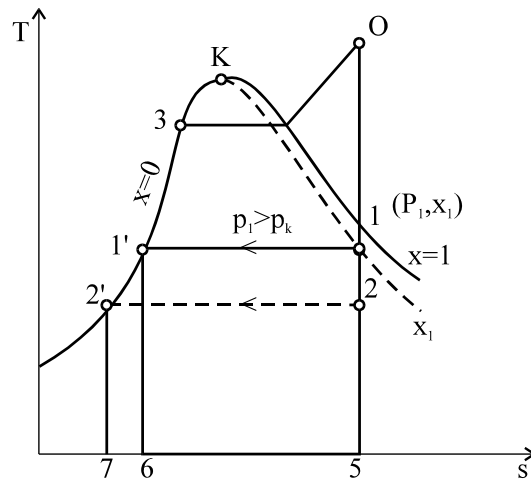


Fig. 1.3. Cikli i kondensimit dhe i termofikimit të avullit

Te këto termoelektrocentrale energjia elektrike dhe ajo termike prodhohen nga e njëjta sasi avulli, prandaj sasia e prodhuar e energjisë elektrike dhe e asaj termike ndërmjet veti janë të lidhura. Pra, energjia elektrike e prodhuar nga avulli që zgjerohet nga gjendja O (po, to) në gjendjen 1 ( $p_1 > p_k$ ) është:

$$E = D (i_o - i_i) \eta_m \eta_g \quad (1.1)$$

ku janë:

$i_o, i_i$ , kJ/kg - entalpia e avullit në hyrje dhe në dalje të turbinës së termofikimit;

$D$ , kg/s - prurja e avullit në turbinë;

$\eta_g$ , / - rendimenti mekanik i turbinës;

$\eta_g$ , / - rendimenti i elektrogjeneratorit.

Në stabilimentet termoenergetike, në përgjithësi, shkaktohen humbje të energjisë termike dhe të energjisë mekanike. Për një bllok kondensimi këto humbje paraqiten në kaldajë  $\eta_{k}^{\beta k} = 0,85 - 0,92$ ; në rrjetin termik  $\eta_{rr,t} = 0,98 - 0,99$ ; humbjet e brendshme në turbinë  $\eta_{oi} = 0,80 - 0,85$ ; humbjet mekanike në turbinë  $\eta_m = 0,96 - 0,99$ ; humbjet mekanike në elektrogjenerator  $\eta_g = 0,98 - 0,99$ , ndërsa energjia termike e futur në cikël me lëndën djegëse shfrytëzohet me rendiment  $\eta_t = 0,45 - 0,5$ .

Në këtë mënyrë gjendet rendimenti termik i bllokut me kondensim.

$$\eta_{b,k} = \eta_{k}^{\beta k} \eta_{rr,t} \eta_{oi} \eta_m \eta_g \eta_t \approx (0,33 - 0,36) \quad (1.2)$$

Koeficientet e shfrytëzimit të lëndës djegëse në TC me kondensim dhe TC-NG mund të përcaktohen nga shprehjet:

$$\eta_{bk} = \frac{E}{B H_u} \quad (1.3)$$

$$\eta_{TC-NG} = \frac{E + Q}{B H_u} \quad (1.4)$$

ku janë:

$E, Q$  - energjia elektrike dhe energjia termike që u jepen konsumatorëve përkatës;

$B, \text{kg/s}$  - shpenzimi i lëndës djegëse;

$H_u, \text{kJ/kg}$  - nxehtësia e ulët e djegies së lëndës djegëse.

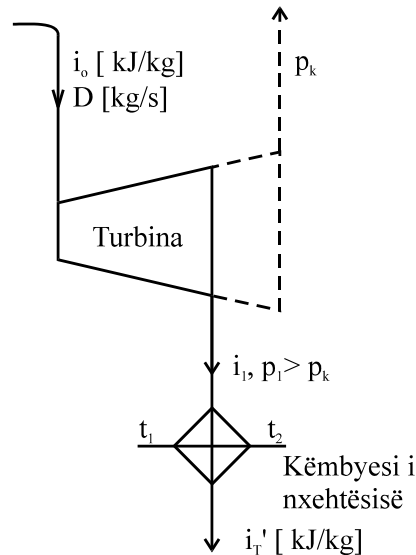


Fig. 1.4. - Skema e turbinës me kundërpresion

Nxehtësia që i jepet shpenzuesit termik (shih fig.1.4), është:

$$Q = D (i_1 - i_1') \quad (1.5)$$

ku:  $i_1'$ , kJ/kg - është entalpia e kondensatit që kthehet nga shpenzuesi termik.

Në këtë mënyrë prodhimi specifik i energjisë elektrike nga avulli që i shkon shpenzuesit termik është:

$$e_r = \frac{E}{Q} = \frac{i_0 - i_1}{i_1 - i_1'} \eta_m \eta_g = \frac{H_t \cdot \eta_{oi}}{i_1 - i_1'} \eta_m \eta_g = \frac{H_t \cdot \eta_{OE}}{i_1 - i_1'} \quad (1.6)$$

Meqë  $1 \text{ [GJ]} = 106 \text{ [kJ]} = 106 \text{ [kWs]} = 106 \text{ [kW h/3600]} = 278 \text{ [kWh]}$   
del që:

$$278 \text{ [kW h/GJ]} = 1 \quad (1.7)$$

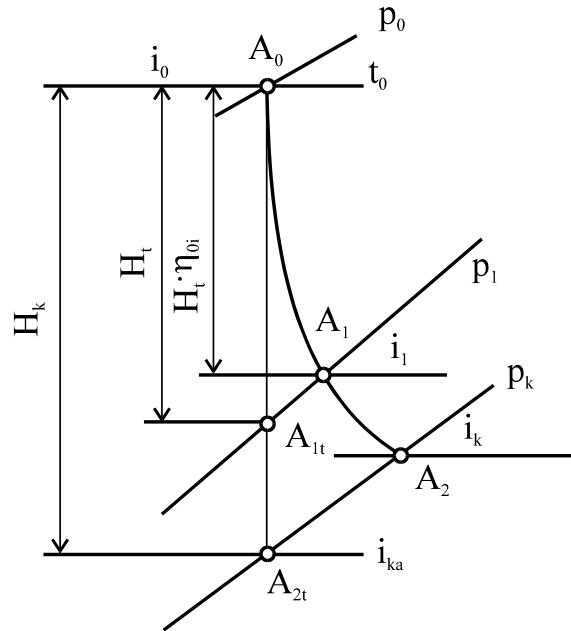


Fig. 1.4'. - Zgjerimi i avullit në turbinën me kondensim dhe me kundërpresion

Në këtë mënyrë shprehja (1.6) merr formën:

$$e_t = 278 \frac{H_T}{i_1 - i_T} \eta_{o,E} \text{ [kW h/GJ]} \quad (1.8)$$

Nga barazimi (1.8) është e qartë se efekti energjetik i termofikimit varet nga rënia termike adiabatike  $H_t$ , ashtu që ky efekt është më i madh sa më të lartë të jenë parametrat e avullit në hyrje të turbinës dhe sa më të ulët të jenë parametrat e avullit në marrje të turbinës për nevojat e konsumatorit termik.

Krahas nevojave të nxehtësisë jashtë TC-NG, që plotësohen duke marrë avull nga turbina, nga turbina merret avull edhe për plotësimin e nevojave të brendshme të nxehtësisë, siç janë, p.sh. ngrohja rigjenerative e ujit ushqyes, etj. Në këtë mënyrë nga avulli që merret nga turbina me avull për plotësimin e nevojave të brendshme të nxehtësisë  $Q_b$ , prodhohet energjia elektrike:

$$e_b = \frac{E_b}{Q_b} = k e_T \quad (1.9)$$

Prodhimi i tërësishëm specifik i energjisë elektrike nga avulli që merret nga turbina me avull për nevoja të brendshme dhe për të jashtmet për energji termike, është:

$$e_o = e_T + e_b = e_T \left( 1 + \frac{e_b}{e_T} \right) = e_T (1 + k) \quad (1.10)$$

ku:  $k$ , / - raporti i prodhimit të energjisë elektrike me avull që merret nga turbina për nevoja të brendshme dhe për nevoja të jashtme të energjisë termike. Për llogaritje të përafërt mund të merret:

$$k = 0,015 \div 0,1 \text{ për turbina me marrje të avullit për nevoja teknologjike, dhe} \\ k = 0,15 \div 0,25 \text{ për turbina termofikuese.}$$

Te prodhimi i ndarë i energjisë termike dhe i energjisë elektrike, energjia termike prodhohet në kaldajat rajonale ose individuale, ndërsa energjia elektrike prodhohet në bllloqet

me kondensim.

Shpenzimi i lëndës djegëse për prodhimin e energjisë së nevojshme termike nga kaldajat rajonale është:

$$B_{n,t}^{k,r} = \frac{Q_{k,r}}{H_u \cdot \eta_{k,r}} = b_{n,t}^{k,r} \cdot Q_{k,r} \quad (1.11)$$

ku janë:

$Q_{k,r}$ , kW - sasia e nxehtësisë që prodhohet në kaldajën rajonale;

$\eta_{k,r}$ , / - rendimenti i shfrytëzimit të kaldajës rajonale.

Shpenzimi specifik i lëndës djegëse në këto kaldaja është:

$$b_{n,t}^{k,r} = \frac{B_{n,t}^{k,r}}{Q_{k,r}} = \frac{1}{H_u \cdot \eta_{k,r}} \quad (1.12)$$

Një sasi nxehtësie që jepet nga kaldaja rajonale  $Q_{k,r}$  humbet në rrjetin termik të kaldatores rajonale  $\eta_{rr,t}^{k,r} = (0,92 \div 0,96)$ , kështu që shpenzuesi i nxehtësisë e merr nxehtësinë  $Q$ , kW. Pra:

$$Q_{k,r} = \frac{Q}{\eta_{rr,t}^{k,r}} \quad (1.13)$$

Nëse shprehja (1.13) do të zëvendësohej në shprehjen (1.11), do të dilte:

$$B_{n,t}^{k,r} = \frac{Q}{H_u \cdot \eta_{k,r} \cdot \eta_{rr,t}^{k,r}} = b_{n,t}^{k,r} \cdot Q \quad (1.14)$$

ku:  $H_u = 29,309 \cdot 10^3$  [kJ/kg] - aftësia termike e djegies së lëndës djegëse konvencionale;

Në sistemet e mëdha bashkëkohore të furnizimit me nxehtësi sasia e nxehtësisë së prodhuar është më e përshtatshme të jepet në [GJ] ose [MW h]. Në këtë rast shpenzimi specifik i lëndës djegëse konvencionale shprehet në [kg/GJ], kështu që për kaldajat rajonale kemi:

$$b_{n,t}^{k,r} = \frac{10^6}{29,309 \cdot 10^3 \cdot \eta_{k,r} \cdot \eta_{rr,t}^{k,r}} = \frac{34,1}{\eta_{k,r} \cdot \eta_{rr,t}^{k,r}} \quad (1.15)$$

ku:  $\eta_{k,r} = (0,75 \div 0,90)$  - rendimenti i shfrytëzimit termik të kaldajës rajonale. Vlera më të vogla të rendimentit u takojnë kaldajave që djegin lëndë djegëse të ngurtë, ndërsa vlera të mëdha kaldajave me lëndë djegëse të lëngët ose të gaztë.

Për kaldajat individuale merret  $\eta_{k,i} = (0,50 \div 0,75)$  ashtu që vlerat e vogla u takojnë kaldajave që djegin lëndë djegëse të ngurtë, ndërsa vlerat më të mëdha u takojnë kaldajave me lëndë djegëse të lëngët dhe të gaztë.

Shpenzimi i lëndës djegëse për kaldajat individuale, është:

$$B_{n,t}^{k,i} = \frac{Q}{H_u \cdot \eta_{k,i} \cdot \eta_{rr,t}^{k,i}} \quad (1.16)$$

ku:  $\eta_{ki}$  / - rendimenti i shfrytëzimit të kaldajës individuale.

## 1.6.Termocentralet në Kosovë

Sistemi energjetik në Kosovë e ka një histori prej disa dekadash. Në vitin 1922 Kosova inauguroi zhvillimin e saj energjetik me hapjen e minierës së parë nëntokësore të thëngjillit. Nga ajo minierë është nxjerr thëngjill deri në vitin 1958, kur ka filluar punën mihja sipërfaqësore e linjtit në minierën e Mirashit (fig. 1.5). Sot, miniera e Mirashit, miniera e Bardhit, dhe miniera e Sibovcit Jugperëndimor janë burimet kryesore të thëngjillit që përdoret për energji në Kosovë, duke siguruar një prodhim të përgjithshëm vjetor prej përafërsisht 7 milionë tone linjit<sup>1</sup>.

Në vitin 1960 filloi ndërtimi i termocentralit të parë të bazuar në thëngjill. Ishte ky termocentrali Kosova A, blloku i parë i të cilës kishte një kapacitet prej 65 MW. Deri më 1975, në kuadër të Kosovës A u ndërtuan edhe katër blloqe të tjera, që gjithsej arrinin një kapacitet prej 800 MW. Prej vitit 1977 deri më 1984, u ndërtua edhe termocentrali i dytë, Kosova B, me një kapacitet të përgjithshëm prej 678 MW dhe me dy blloqe prodhuese. Për një kohë të gjatë, Kosova ishte pjesë përbërëse e sistemit energjetik të ish-Jugosllavisë.



Fig. 1.5 Miniera e qymyrit (linjtit)

Divizioni i Gjenerimit të Energjisë përbëhet nga termocentralet "Kosova A", "Kosova B" dhe Seperimet Kimike, që janë të vendosura në rrethinën e Kastriotit, që gjenden rreth 8 km larg Prishtinës, kryeqytetit të Republikës së Kosovës.

Skema teknologjike e të dy termocentraleve është dhënë në figurën e mëposhtme 1.6.

---

<sup>1</sup> TS. 220/35/10(20) kV Podujevë , Mundësia e kalimit nga 220/35/10(20) kV në atë 110/20 kV



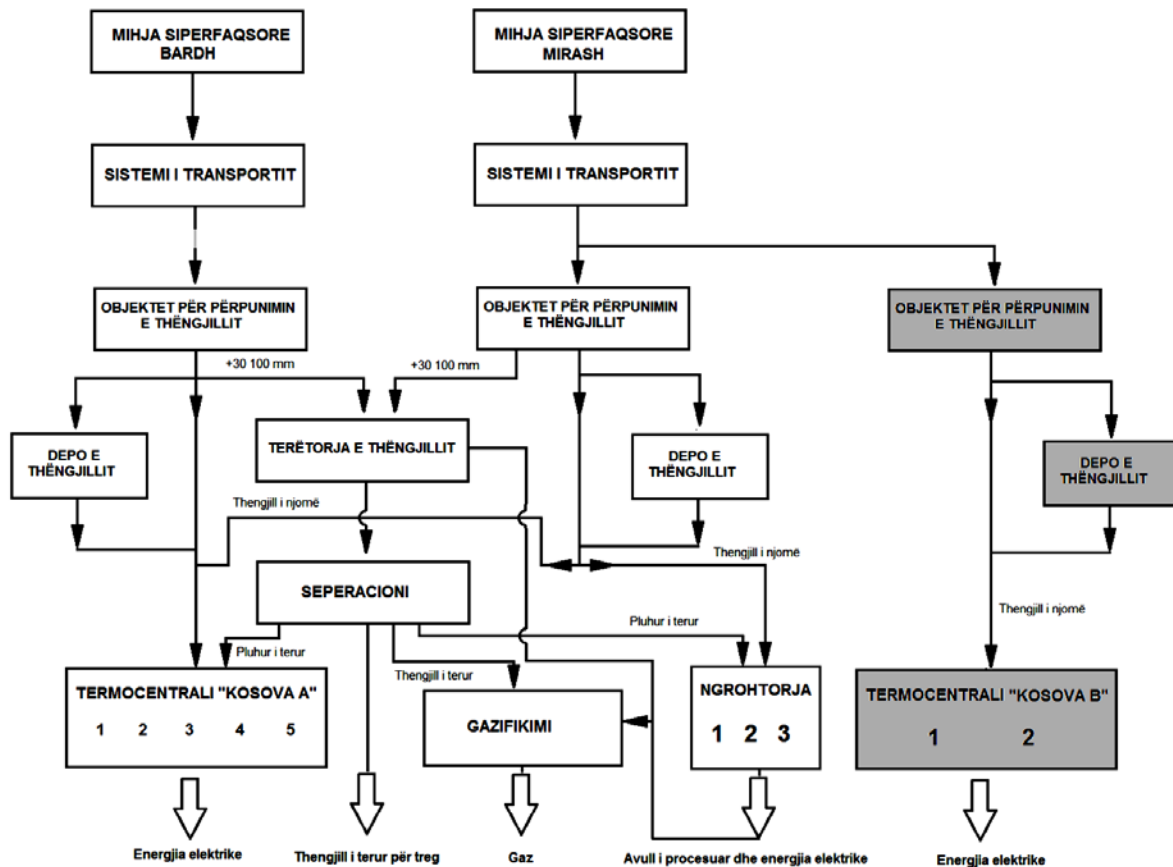


Fig. 1.6. Skema teknologjike e sistemit prodhues

### 1.6.1. Termocentrali “Kosova A”

Termocentrali "Kosova A" (fig. 1.7) përbëhet nga pesë Blloqe punuese të njohura si A1, A2, A3, A4 dhe A5. Blloku A1 ka filluar të ndërtohet më 10.03.1960, kurse ky Bllok është lëshuar në punë në vitin 21.10.1962 me fuqi prej 65MW.



Fig. 1.7. Termocentrali “Kosova A ”

Blloku A1 ishte i pajisur me kaldajën nga “Babcock” (Gjermani), kurse turbina nga “Westinghouse” (Amerika). Kurse Blloku A2 ka filluar të ngritet në vitin 1962 dhe ka startuar

me prodhim me 20.05.1965 me fuqi prej 125MW. Blloku A2 ishte i pajisur me kaldajën nga “Babcock” (Gjermani), kurse turbina nga “General Electric” (Amerika). Blloku A3 ka startuar më 18.04.1970 me fuqi 200MW , Blloku A3 ishte i pajisur me kaldajën nga “Rafako” (Poloni), kurse turbina dhe gjeneratori nga “Leningradski Metaljurgski Zavod” nga ish Bashkimi i Republikave Socialiste Sovjetike (BRSS-Rusia). Blloku A4 ka filluar prodhimin më 15.05.1971 me fuqi prodhuese të instaluar prej 200MW dhe Blloku A5 në vitin 08.07.1975 me fuqi prodhuese të instaluar prej 210MW. Pajisjet e prodhimit të këtyre dy Blloqeve janë të njëjta me atë të Bllokut A3. Blloqet A3, A4 dhe A5 janë funksional.

Sipas planit aktual në prodhim përdoren dy blloqe, kurse njëri prej tyre është rezervë “e nxehtë “ për shkak te gatishmërisë se tyre të ulët, që është pasojë e vjetërsisë së tyre. Blloqet A1 dhe A2 janë jashtë pune, pa status të definuar, dhe sipas planeve aktuale ato do të mbesin kështu deri në fund, kur pritet të bëhet dekomisionimi i tyre së bashku me njësitë tjera. Prodhimi i energjisë elektrike nga TC Kosova A është rreth 1500GWh (shih tab. 1.1).

Tab. 1.1. Disa të dhëna për TC Kosova A

Njësia gjeneruese	Fuqia e instaluar (MW)	Periudha e ndërtimit	Lëshimi i parë në punë
A1	65	1960-1962	21.10.1962
A2	125	1962-1965	20.05.1965
A3	200	1966-1970	18.04.1970
A4	200	1967-1971	15.05.1971
A5	210	1971-1975	08.07.1975

### 1.6.2. Termocentrali “Kosova B”

Ndërtimi i Termocentralit “Kosova B” (fig. 1.8) është kryer nga konsorciumi Man dhe Alstom Atlantique-ggee. Termocentrali “Kosova B” përbëhet nga dy njësi (blloqe) punuese të njohura si B1 dhe B2.



Fig. 1.8. Termocentrali “Kosova B

Blloku i parë (B1) i këtij termocentrali është lëshuar në punë me 10.09.1983 me fuqi prej 340 MW, kurse blloku i dytë (B2) në vitin 14.07.1984 me fuqi të njëjtë, 339 MW. Të dy blloqet janë funksional dhe kanë një gatishmëri të mirë kohore. Me investimet që janë bërë dhe

që vazhdimisht janë duke u bërë ne këtë termocentral është përmirësuar dukshëm gjendja e blloqeve, që ndonëse kanë një vjetërsi prej 25 vitesh, janë në një gatishmëri të lartë teknike.

Vitet 2008 dhe 2009 janë vitet kur ky termocentral ka arritur prodhimet rekorde në historinë e tij që nga ndërtimi i tij në vitin 1984 . Prodhimi vjetor i energjisë elektrike nga TC Kosova B është rreth 3650GWh (shih tab. 1.2).

Tab. 1.2. Disa të dhëna për TC Kosova B

Njësia gjeneruese	Fuqia e instaluar (MW)	Viti i ndërtimit	Lëshimi i parë në punë
B1	339	1977-1983	10.09.1983
B2	339	1977-1984	14.07.1984

## **2. DISA TË DHËNA NGA LITERATURA NË LIDHJE ME PROJEKTIMIN E SISTEMIT TË NGROHJES NË LARGËSI**

Një studim i literaturës në lidhje me projektimin e sistemit, operimin, modelin dinamik, bilancin hidraulik, strategjitë e kontrollit dhe funksionimin optimal të sistemit të ngrohjes në largësi (NL) është paraqitur më poshtë. Gjetjet e literaturës janë të përshkruara në nën-seksionet e mëposhtme.

Sistemi i ngrohjes në largësi është sistem i ngrohjes qendrore që përdoret për të ruajtur temperaturën e pranueshme në një rrjet të madh të ndërtesave në një zonë të rrethit. Sistemi i parë i ngrohjes në largësi është ndërtuar në Lockport (Nju Jork, SHBA) në vitin 1877. Që nga ajo kohë përdorimi i saj është përhapur në shumë vende të Evropës. Ngrohja në largësi sidomos kombinimi i ngrohjes me energjinë e gjenerimit ka përparësi të dukshme si të kursimit të energjisë, përmirësimit të mjedisit ashtu edhe të komfortit termik. Sistemi i ngrohjes në largësi është promovuar me shpejtësi të rritur dhe fillon së zbatuari në gjysmën e dytë të shekullit të kaluar (XX).

Janë disa lloje të sistemeve të ngrohjes që karakterizohen me burime të ndryshme ngrohjeje, ngrohje mesatare, shpërndarje terminale dhe modele të ndryshme të këmbyesve të nxehtësisë. Zakonisht shumica e sistemeve të ngrohjes në largësi përbëhen nga një ose më shumë kaldaja, rrjete të tubacioneve të shpërndarjes dhe radiatorëve. Pos kësaj, që të kontrollohet shpërndarja – transferimi efektiv dhe që të kontrollohet mediumi ngrohës i tillë si uji i ngrohtë që rrjedh në një çark të mbyllur është e domosdoshme qarkullimi nëpër pompa dhe në valvula balancuese dhe të kontrollit.

Sistemi i ngrohjes në largësi zakonisht përdoret në një ndërtesë të madhe ose në grup ndërtesash dhe më gjerësisht përdoret në ndërtesa banimi, tregtare apo industriale. Teza e këtij hulumtimi është përqendruar në hartimin dhe analizën e sistemit të ngrohjes në largësi që përfshin disa ndërtesa tregtare dhe rezidenciale.

Sistemi i ngrohjes është projektuar për të përmbushur transmetimin e nxehtësisë nga kaldaja në hapësirën e përdoruesit. Në këtë proces termik të shpërndarjes së energjisë duhet të merret parasysh ndryshimi dinamik i temperaturave. Koha i përgjigjet karakteristikave të mbështjellësit të ndërtesës me elementet e mbyllura në hapësirave të cilat ndikojnë në nivelin e komfortit termik. Përveç kësaj, humbja e energjisë do të ndikojë në performancën e sistemit. Kështu një model dinamik simulimi është i nevojshëm për të studiuar këto efekte.

Balancimi i rrjedhës është i domosdoshëm në një sistem të NL. Një grup i drejtë i valvulave balancuese mund të sigurojë shpërndarjen e duhur në tërë sistemin që korrespondon me normat e rrjedhës së projektimit. Një praktikë standarde në ditët e sotme në projektimin e sistemit të ngrohjes është projektimi me rrjedhje konstante të sistemit. Këto sisteme janë të balancuara, duke përdorur një metodë proporcionale me rivendosjen manuale. Gjithashtu, valvulat balancuese me grykë fikse, me rregullim të dyfishtë instalohen për në llogari dhe për të zvogëluar ndikimin e ndryshimeve të presionit në sistem.

Meqë këto sisteme rrallë veprojnë me ngarkesë të plotë, praktika normale e largimit – heqjes së vendosjes së valvulës balancuese në parametrat e projektimit të tyre rezulton në konsumin e lartë të energjisë së pompës. Në këtë kuptim është e rëndësishme për të studiuar përdorimin e qasjeve inovative për të kontrolluar valvulat balancuese siç është propozuar në këtë tezë.

Në këtë tezë, është zhvilluar një model dinamik i sistemit të ngrohjes në largësi, duke përfshirë modele të nënsistemit të kaldajës, sistemin e shpërndarjes, rrjetin e tubacioneve, zonat mjedisore dhe ngrohësit terminal.

Të dy qarqet operuese, e hapur dhe e mbyllur të NL janë studiuar duke bërë simulime. Një strategji e kontrollit të energjisë optimale do të minimizojë konsumin e energjisë së kaldajës dhe kostot e pompimit të energjisë zhvillohen dhe testohen nëpërmjet simulimit të kryer mbi një zonë të gjerë të kushteve të motit dhe të operimit.

Një studim i literaturës në lidhje me projektimin, operimin, modelin dinamik, ekuilibrin hidraulik, strategjinë e kontrollit dhe funksionimin optimal të sistemit të ngrohjes në largësi (NL) është paraqitur me poshtë. Gjetjet në shqyrtimin e literaturës janë përshkruar në nënseksionet e mëposhtme.

## **2.1. Shqyrtimi i modeleve dinamike të sistemit të NL**

Një model dinamik është thelbësor për imitimimin dhe kontrollin e studimit të efikasitetit të energjisë së sistemeve të ngrohjes në largësi. Zakonisht ai përbëhet prej disa modeleve përbërëse të tilla si: nga kaldaja, rrjeti i shpërndarjes i vetëm apo shumë zonal, mbështjellësi i ndërtimit dhe ngrohësit termik.

Qasja në ekuilibrin e energjisë është përdorur për të zhvilluar modelet e nënsistemeve të tilla si kaldaja, ngrohësi i fiksuar dhe zona mjedisore. Modeli i njësisë së ngrohësit të fiksuar bazohet në ekuacionet e bilancit të energjisë në mes ujit të nxehtë në tuba dhe sipërfaqeve metalike tubë –fletë.

Temperaturat korresponduese tregojnë ekuacionet e modelit dhe parametrat e përdorur që janë të përshtatshëm për studime imitimi dhe ato modele vërtetohen duke përdorur të dhënat e fushës matëse. Li (2003) ka zhvilluar një model tipik dinamik të sistemit të ngrohjes në largësi për furnizimin me ngrohje të 30 ndërtesave. Ajo përfshinte ndërtimet e grumbulluara, kaldajën, zonën, ngrohësin terminal, dhe modelet e nënsistemit me temperaturë të furnizimit dhe të kthimit të ujit.

Rrezatimi diellor dhe ngarkesat e brendshme të nxehtësisë janë përdorur si çrregullim për të simuluar kushtet reale operative. Metoda e optimizimit me shumë-ndryshime është përdorur për të optimizuar parametrat e punës së sistemit të NL dhe për të minimizuar koston operative të sistemit. Një model i rendit reduktues është përshkruar dhe përdorur për hartimin e parashikimit Smith, në mënyrë që të përmirësojë punën e sistemit, sidomos të çrregullimi i furnizimit. Rezultati tregoi se konsumi i energjisë mund të jetë reduktuar deri në 25% duke përdorur pikat optimale të përcaktuara për të vepruar në kaldajë, krahasuar me ato konvencionale të përdorimit me pika arbitrare të caktuara. Po ashtu, është treguar se strategjia e kontrollit optimal të kombinuar me kontrolluesin e parashikimit Smith mund të jep performancë superiore në drejtim të rregullimit të temperaturës dhe moslejimin e çrregullimeve.

Nga ajo që u tha më lartë, mund të konkludohet se kontrolli i furnizimit të temperaturës së ujit ka një rëndësi të madhe për ecurinë e kontrollit dhe të kursimit të energjisë së sistemit të NL.

Megjithatë, shkalla e rrjedhjes në masë e ujit është gjithashtu një faktor i rëndësishëm

që mund të ndikojë në performancën e kontrollit dhe kursimit të energjisë në tërë sistemin.

Z. Liao dhe A.L. Dekster (2003) kanë përdorur një simulim për të studiuar ndikimet në kontrollin e kaldajës mbi performancën e përgjithshme të sistemit të ngrohjes shumë-zonale.

Një kontroll konkludues i metodës skematike është përdorur për të optimizuar funksionimin e sistemit të kaldajave të ngrohjes shumë-zonale ku nuk ka pasur matje të temperaturës së brendshme të ajrit. Gjatë vlerësimit të të dhënave dalëse ku vlerësohen të dhënat eksperimentale të marra nga informacione të ndryshme kontrolluese me dispozicion të reagimit të kontrolluesit të kaldajës, caktohet temperatura e ujit furnizues në pikën e caktuar.

Rezultatet e simulimit tregojnë se shumica e kontrollit konkludues mund të reduktojë shpenzimin e energjisë dhe përmirësimin e performancës së përgjithshme të kontrollit të komfortit termik të ndërtesave.

Pas kësaj z. Liao dhe A.L. Dekster (2004) kanë zhvilluar një model të thjeshtuar fizik për vlerësimin e temperaturave mesatare të ajrit në sistemin e ngrohjes shumë-zonal në mënyrë që të mbështetet skema e kontrollit konkludues të kaldajës.

Tianzhen Hong dhe Yi Jiang (1997) paraqiten një model të ri shumë-zonal me një përmirësim në modelin e gjendjes hapësinore i cili kishte më shumë efikasitet në simulimin e ndërtesave në shkallë më të madhe se metodat tjera.

Bazuar në një program të PC të njohur si BTP (Building Thermal Performance – performanca e ndërtimit termik), ky model i ri shumë-zonal u propozua për simulimin e performancës energjetike të ndërtesës në shkallë të madhe të ndërtesave në më shumë se 200 zona për reduktimin e kohës së llogaritjes.

## **2.2. Shqyrtimi i projektimit dhe operimit të rrjetit të sistemit hidraulik të NL**

Në mënyrë që të arrihet një efikasitet sa më i lartë i mundshëm i energjisë dhe kosto e ulët totale e një sistemi të operimit të NL, nevojitet optimizimi i parametrave të ndryshëm projektues dhe operues, siç janë diametrat e tubacionit, kombinimet e temperaturave të ujit të nxehtë të furnizimit dhe sasisë së rrjedhje masore të ujit, karakteristikat operative të pompës dhe drejtimi i presionit etj. Vlladimiri (2007) paraqiti një metodë efikase për simulimin numerik dhe analiza të qëndrueshme të gjendjes hidraulike të rrjetit të tubacionit.

Metoda është bazuar në modelin e qarkut të rrjetit dhe metodën e rrënjës katrore për zgjidhjen e sistemit të ekuacioneve lineare. Rezultatet tregojnë për mundësinë e kursimit të energjisë elektrike në operimin e pompës. Fu Lin dhe Jiang Yi (2001) kanë studiuar ndikimin e temperaturës së ujit të furnizimit dhe të kthimit në konsumin e energjisë të sistemit të ngrohjes dhe ftohjes në largësi.

Shënimi analizon efektin e temperaturës së ujit të furnizimit dhe të kthimit në rrjetin e qarkullimit në konsumin primar të energjisë së sistemit, që përcakton marrëdhënien në mes të konsumit të energjisë elektrike të pompës qarkulluese me ndryshim temperature të ujit të furnizimit dhe të kthimit në rrjet.

Baoping Xu, Lin Fu, Hong Fa Di (2009) hulumtuan efektet e sjelljes së përdoruesit në performancën hidraulike dhe efikasitetin e konsumit të energjisë në sistemin e ngrohjes në

largësi në Kinë.

Të dhënat e shumta nga tereni janë përdorur për të studiuar efektet e sjelljes të konsumit stokastik siç janë rregullimi i TRVS (thermostatic radiator valves - valvulat e radiatorëve termostatikë) dhe dritaret që hapen. Lulahatjet në gjithë sistemin e NL ishin në më pak se 10 % me një përqindje prej 96.8 % ku pronarët e ngrohjes në distancë arrijnë në 200. Zakonisht efektet do të zvogëlohen me rritjen e numrit të bartësve-pronarëve të terminalëve shtëpiak.

Kemal Çomakli, Bedri Juksel, dhe Omer Çomakli (2004) kanë studiuar humbjet e nxehtësisë që ndodhin në sistemin e rrjetit të ngrohjes në largësi për shkak të temperaturave të ujit të furnizimit dhe të kthimit. Analizat treguan se humbjet e nxehtësisë në rrjet varen kryesisht nga temperatura e ujit të nxehtë dhe trashësia e izolimit termik të tubacioneve.

Nurdan Yildirim, Magjit Toksay, Gulden Gokçen, (2010) i dhanë një dizajn rrjetit të tubacioneve të sistemit të ngrohjes gjeotermale, duke përfshirë parametrat e projektimit të vendndodhjes së qendrës së nxehtësisë, humbjeve goditëse të presionit, materialit të tubit dhe llojeve të instalimit, dhe gjithashtu vlerësimit të optimizimit për të minimizuar investimet totale dhe koston operacionale.

M. Bojiq, N. Trifunović (2000) prezantuan përmirësimin e komfortit termik të një shpërndarjeje të nxehtësisë së pabalancuar në ndërtesa në një sistem të ngrohjes në largësi duke përdorur qasjen poshtë-lartë dhe programin linear vijues. Rezultatet treguan se rregullimi i valvulave të rrjetit të tubit sekondar dhe ndërrimi i rregullatorit të nënstacionit të këmbjesit të nxehtësisë mund të zgjidhin problemin.

Kyu Nam Rhee, Myong Souk Yeo, Kwang WOO Kim (2011) kanë prezantuar vlerësimin e performancës të kontrollit të sistemit hidraulik të ngrohjes rrezatuese me metodën e rivalitetit. Në garë - rivalitet, rezistenca ekuivalente hidraulike është përdorur për të paraqitur humbjen e presionit dhe shkallen e rrjedhjes së sistemit hidraulik në vend të segmentit të tubit real. Performanca strategjive të ndryshme të kontrollit është zhvilluar bazuar në këtë metodë duke përdorur sistemin e kontrollit të vërtetë që lidhet në rrjetin hidraulik dhe modelin termik.

Rezultatet treguan se ekuilibri termik do të përmirësonte performancën e kontrollit individual, dhe pajisja e kontrollit hidraulik të tillë si kufiri rrjedhës dhe valvula kontrolluese diferenciale e presionit mund të përmirësojnë saktësinë e kontrollit të temperaturës. Megjithatë, performanca e sistemit të energjisë të tillë si lënda djegëse dhe energjia elektrike nuk janë prezantuar në këtë model.

Vladimir D. Stevanović, Branislav Zhivković, Sanja Prica, Blazhenka Maslovarić, Vladan Kramarković, Vojin Trkulja, (200) prezantuan një model dinamik dhe metodë numerike për të llogaritur kushtet termike kalimtare në sistemin e ngrohjes në largësi.

Një model me gjendje të qëndrueshme hidraulike është përdorur për të llogaritur parametrat e rrjetit hidraulik të tillë si shkalla e presionit dhe shpërndarja e rrjedhjes në rrjetin e tubacioneve brenda afateve termike kalimtare. Megjithatë, në këtë punim nuk janë shqyrtuar operacioni optimal për përmirësimin e efikasitetit energjetik në tërë qarkun e sistemit të ngrohjes në largësi, nga kombinimi i kushteve termike kalimtare dhe hidraulike.

Shumë autorë kanë përdorur metoda të simulimit me Matlab për ndërtimin e sistemit të ngrohjes hidraulike dhe kanë simuluar sjelljen hidraulike dhe termike të sistemit të nxehtësisë. Për më tepër, një qasje thujse e gjendjes së qëndrueshme e ashtuquajtur simulimi me afatshtrirje kohore është përdorur për të simuluar pjesë operuese të sistemit. Me hipotezën e këmbimit mekanik dhe termik të ndodhur në mënyrë të pavarur, ekuacionet e modelit janë

zgjdhur me sistemin hidraulik si hyrje në sistemin termik. Megjithatë në punim nuk është paraqitur strategjia e kontrollit dhe optimimit në modelin për përmirësimin e efikasitetit të energjisë së sistemit të ngrohjes.

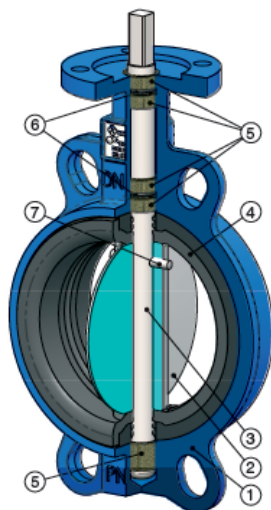
### 2.3.Shqyrtimi i efektit të valvulave balancuese në sistemin e NL

Valvulat balancuese janë të nevojshme në mënyrë që të balancojnë shpërndarjen hidraulike të presionit të ujit në degën e rrjetit të tubacioneve ashtu që të plotësojnë të gjitha nevojat për ngrohje të përdoruesve të ndryshëm të degëve.

Takeyoshi Kimura, Takahar Tanaka, K.F.K.O.(1995) studiuat karakteristikat hidrodinamike të valvulave flutura (fig. 2.1) duke përdorur ekuacionet teorike parashikuese. Rezultatet u përputhën shumë mirë me të dhënat eksperimentale. Shoukat Choudhury, Thornhillb, Shaha (2005) kanë zhvilluar modelin empirik të fërkimit me një të dhënë të paraqitur me performancën e kontrollit të qarkut me anë të kontrollit të fërkimit.

Claudio Garsia (2008) ka studiuar modelet e ndryshme të fërkimit të aplikuara në valvulat kontrolluese me qëllim për të analizuar efektin për shkak të fërkimit në valvula që veprojnë në qarqet e kontrollit. Këto modele janë ndërtuar mbi parimet fizike duke përfshirë gjendjet statike dhe dinamike dhe të dhënat empirike. Duke përdorur koeficientët e ndryshëm të fërkimit dhe sinjalet hyrëse, është krahasuar sjellja e valvulave në modelet e ndryshme.

Kyu Nam Rhee, Myoung Souk Yeo, Kwang Woo Kim (2011) zhvilluan një metodë rivaliteti e cila duke përdorur harduerë të vërtetë për zëvendësimin e rrjetit hidraulik është bërë ndërtimi i një modeli të integruar termik-hidraulik. Në këtë model, valvula balancuese që kishte të njëjtën rezistencë hidraulike si qark i vërtetë hidraulik është përdorur për të zëvendësuar pjesën e tubit. Rezultatet kanë treguar se ekuilibri hidraulik duhet për tu kombinuar me kontrollin individual për të përmirësuar saktësinë e kontrollit dhe performancën e kontrollit.



#### Specifikimet e Materialit

Art.	Emri i pjesës	Materiali
1	Trupi	GI/DI
2	Disku	DI / SS304 / SS316
3	Boshti	Çelik i pandryshkshëm
4	Mbyllësi	Gomë
5	Unaza	Plastikë
6	Unaza O	Gomë
7	Gjilpera	Çelik i pandryshkshëm

Fig. 2.1. Valvulat Flutur



## **2.4. Kontrolli dhe strategjia e funksionimit të sistemit të NL**

Kontrolli dhe strategjia e operimit janë thelbësore për përmirësimin e komfortit termik dhe efikasitetin e energjisë së sistemeve të NL.

Është e rëndësishme të zhvillohet një model dinamik i sistemit hidraulik për projektimin e kontrolluesve reagues dhe strategjive të kontrollit për sistemin. Performanca e kontrolluesit reagues krahasohet me kontrolluesin me dy- pozita. Një strategji e pikës kontrolluese të shiritit të ngarkesës mund të paraqitet nga përshtatja e vazhdueshme e ngarkesës së ngrohjes me kapacitetin ndezës (djegies) për arritjen e efikasitetit të lartë të përgjithshëm në kaldajë.

Temperatura optimale e pikës kyçe të kaldajës gjenerohet duke përdorur një strategji të rivendosjes së temperaturës së jashtme të ajrit. Rezultatet tregojnë se kontrollorët e projektuar për mbajtjen e temperaturës afër pikave të tyre të caktuara në kushte reale operuese dhe të ngarkesës që përputhet më strategjinë e kontrollit jep një kaldajë më të mirë me performancë kontrolli të temperaturës.

Dy llojet e strategjive të temperaturës së pikave të grupit të kaldajave, njëra e bazuar në metodën e temperaturës mesatare të ajrit të jashtëm dhe tjera duke përdorur sistemin shtesë fuzzy, janë hulumtuar dhe është krahasuar performanca e tyre (nga Lianzhong and Zaheer-uddin (2008)). Rezultatet e simulimit tregojnë se strategjia e bazuar në sistemin shtesë fuzzy mund të kursejë konsumin e karburantit-lëndës djegëse të kaldajës me 10%.

## **2.5. Optimizimi i sistemeve të NL**

Strategjia optimale kyçe e grupit është shumë e dobishme për kursimin e energjisë në sistemin e NL. Që të arrihet kjo duhet zhvilluar modelet dinamike dhe kontrollin optimal për një sistem shumë-zonal HVAC (Heating, ventilation and air conditioning). Metodologjia zhvillohet për të përcaktuar vendosjen optimale të profileve kyçe të bazuara në karakteristikat dinamike të sistemit të përgjithshëm.

Rezultatet tregojnë potencial në kursimin e energjisë dhe përmirësim të komfortit për banorët nën kushte të ndryshme operuese. Metodologjia e kontrollit optimal global për trajtimin e operacioneve të fazave të shumta dhe të proceseve me shkallë kohore mund të arrihet dhe që të prezantohet.

Duke përdorur metodën e programit kuadratik sekuencial, të optimizimit, algoritmi me “shkallë mesatare”, përdoret për të gjetur profilet e pikave optimale gjatë zonave të përcaktuara. Rezultatet tregojnë se më shumë se 17% e energjisë kursehet me përdorimin e pikave optimale të vendosura në krahasim me pikën konstante të vendosur të sistemit të caktuar.

Po ashtu ka edhe autorë që janë marrë dhe kanë paraqitur strategji optimale për përmirësimin e komfortit termik në ndërtesa në prani të ndryshimeve në karakteristikat e sistemit. Qasja nga poshtë-lartë dhe e programit linear sekuencial të përzier 0-1 përdoren për

të gjetur strategjinë optimale për zbutjen e problemit nga rregullimi i rezistencës hidraulike të valvulave ekzistuese dhe rivitalizimi i këmbysesit të nxehtësisë dhe pompave shtesë në degët e rrjetit.

Rezultatet kanë treguar që përmirësimi i konsiderueshëm i komfortit termik në ndërtesa mund të arrihet duke përdorur strategjinë optimale nëse shkak kryesor për përkeqësim do të ishte për shkak të ndryshimit në rezistencën hidraulike në disa degë të rrjetit. Megjithatë, nuk është shqyrtuar ndikimi i rezistencës hidraulike në performancën e sistemit si efikasitetin e energjisë.

## **2.6. Përmbledhje nga shqyrtimi i literaturës**

Nga shqyrtimi i literaturës së lartë përmendur, janë identifikuar çështjet në vijim:

1. Shumica e studimeve të literaturës që përfshijnë sistemet e ngrohjes në largësi përqendrohet në një ose më shumë komponentë të sistemit siç janë: kaldaja, ngrohësi dhe zona, por shumë prej tyre konsiderohen si sistem i përgjithshëm duke përfshirë izolimin e tubave, valvulat balancuese dhe kontrolluese, pompat qarkulluese dhe ushqyese të ujit etj.
2. Shumica e studimeve mbi konsumin e energjisë të sistemeve të NL përqendrohet në sistemin termik. Nuk është bërë studimi i detajuar i sistemit hidraulik dhe ndikimit të tij në konsumin e energjisë.
3. Në shumicën e modeleve të sistemit dinamik të NL, tërë nxehtësia humbë nga rrjetet e tubacioneve në tokë dhe humbjet brenda tubit injorohen.
4. Në disa studime që përfshijnë kombinimin e modelit termik dinamik dhe modelin hidraulik me gjendje të qëndrueshme, ndikimi i parametrave hidraulik në modelin termik nuk është ekzaminuar.
5. Në modelet e sistemit hidraulik të NL, nuk është studiuar se si valvulat e balancuara ndikojnë në performancën e rrjetit dhe në efikasitetin e energjisë së sistemit në NL.
6. Ka pasur shumë studime që përfshijnë metodat e kontrollit dhe strategjitë e operimit të sistemit të NL, por nuk është studiuar se si ndikojnë këto operacione në ekuilibrin hidraulik dhe si të merret përfitimi nga valvulat balancuese të sistemit për të përmirësuar efikasitetin e energjisë.

## **2.7. Objektivat e temës**

Objektivat e kësaj teme janë studimi i efekteve të ekuilibrit të valvulave për efikasitetin e energjisë së sistemit të NL dhe në gjetjen e strategjive optimale operuese për sistem. Objektivat specifike janë paraqitur më poshtë, siç janë:

- 1) Hartimi i një modeli fizik të sistemit të NL të përbërë nga disa banesa rezidenciale dhe komerciale.
- 2) Zhvillimi i një modeli dinamik të sistemit të ngrohjes në largësi përbëhet nga modelet e nënsistemeve siç janë: kaldaja, qarqet e ujit të furnizimit dhe të kthimit, zonat mjedisore, radiatorët terminalë dhe muret e jashtme të ndërtesës, etj. Ky model dinamik

përdoret për studimin e temperaturave të ujit dhe ajrit që përgjigjen me kohë nën kushte të ndryshme të ngarkesës së ngrohjes. Qëllimi është gjetja e lidhjes midis temperaturës së ajrit të jashtëm dhe temperaturës së ujit furnizues në sistem.

- 3) Zhvillimi i një modeli hidraulik të sistemit të ngrohjes në largësi për të studiuar shpërndarjen e shtypjes së ujit në sistemin e NL, rënia e shtypjes së ujit në valvulat kontrolluese dhe balancuese, vlerësimi i performancës së valvulave balancuese dhe pozitën e hapjes së valvulave balancuese me temperaturë të jashtme të ajrit nën kushte të ndryshme hidraulike. Qëllimi është për të gjetur lidhjen midis hapjes së valvulave balancuese me temperaturën e jashtme të ajrit e cila mund të përdoret në qift me dinamikën e sistemit termik.
- 4) Strategjia e projektimit të IP (Proportional-Integral) kontrollit për kaldajë dhe zonë kontrolli për mbajtjen e temperaturës së ujit të furnizimit dhe temperaturës së ajrit pranë pikave në kushte reale operative. Krahasimi i performancës së sistemit dhe efikasiteti i energjisë me dhe pa kontrollin e nën kushte të ndryshme.
- 5) Optimizimi i pikave të kontrollit të sistemit të NL si temperatura e ujit të furnizimit dhe shkalla e rrjedhjes në masë për përmirësimin e efikasitetit të energjisë. Pozitat optimale të hapjes së valvulës balancuese si funksion i ngarkesës identifikohen për përmirësimin e efikasitetit të energjisë.

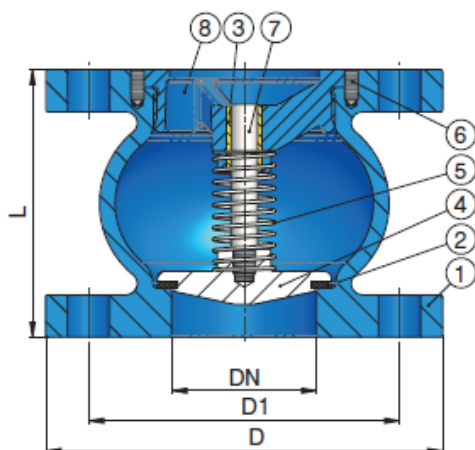
### 3. MODELI FIZIK DHE PROJEKTIMI I SISTEMIT TË NL

#### 3.1. Hyrje

Në këtë kapitull është zhvilluar modeli dinamik i sistemit të ngrohjes në largësi (NL). Meqë në sistemin e NL, temperatura e ujit të furnizimit dhe të kthimit në çdo qark, temperatura e zonës së ajrit për çdo ndërtesë, janë parametrat më të rëndësishëm, modeli do të fokusohet në llogaritjen dhe analizat e këtyre temperaturave. Fillimisht, sistemi fizik do të projektohet. Pastaj do të ndërtohet modeli dinamik i secilës komponentë duke përfshirë kaldajën, ujin e furnizimit dhe të kthimit, ajrin e zonës, strukturën e mbështjellësit dhe ngrohësin terminal. Së treti të gjitha modelet përbërëse do të integrohen për ndërtimin e modelit dinamik të sistemit të përgjithshëm të ngrohjes në largësi. Së fundi rezultatet simuluese të qarkut të hapur do të paraqiten në studimet e përgjigjeve dinamike të sistemit të ngrohjes në largësi.

#### 3.2. Modeli fizik dhe projektimi i sistemit të NL

Diagrami skematik i sistemit të NL është paraqitur në fig. 3.3. Sistemi i NL përbëhet prej një burimi të nxehtësisë, sistemit të shpërndarjes së ujit dhe sistemeve me terminale të përdorura në ndërtesa. Komponenti kryesor i burimit të ngrohjes është kaldaja e ujit të nxehtë. Ajo mund të furnizojë me ujë të nxehtë tërë sistemin në temperaturën e projektuar të pikës së caktuar. Kapaciteti i kaldajës është një nga faktorët më të rëndësishëm në procesin e projektimit dhe të përzgjedhjes. Në të njëjtën kohë, parametrat tjerë të tillë si efikasiteti maksimal i djegies duhet gjithashtu të merret parasysh në këtë proces.



#### Specifikimet Teknike

- Madhësia: DN50-DN300
- Përcaktimi i shtypjes nominale: PN10/16
- Flanxhat: EN1092-2 PN10/PN16
- Testi i inspektimit: EN12266-1
- Ngjyra e produktit: E kaltër RAL 5005 apo RAL 5017

#### Karakteristikat

- Dizajni formë globi për të siguruar mjedhjen e gjysmë-drejt
- Mbyllësi jo i zhurmshëm kundër grushtit hidraulik
- Zona e zgjeruar e mjedhjes për të redukuar humbjet kryesore
- Vendi elastik për të siguruar zero mjedhjet

Fig. 3.0. Valvulat Kontrolluese

Sistemi i shpërndarjes përbëhet nga rrjeti me tuba uji furnizimi dhe rrjeti me tuba uji kthimi, pompat qarkulluese të ujit, valvulat e balancimit dhe përbërja e sistemit të ujit që mban presionin konstant në pikën e presionit të caktuar të ujit kthyes. Sistemi i NL bart energjinë termike nga kaldaja te përdoruesit e ndryshëm nëpërmjet qarkullimit të ujit të nxehtë nëpër rrjetin e tubacioneve të furnizimit dhe të kthimit. Pompat qarkulluese të ujit duhet të kënaqin presionin e ujit të kërkuar për transport të ujit nga qendra e furnizimit deri te furnizuesi me i

largët. Valvulat balancuese duhet patjetër që në qarqet e degëve ndryshme të sigurojnë shpërndarje korrekte të rrjedhjes masore të ujit në sistemin e NL. Sistemi përbërës i ujit do të mbajë një presion konstant fillestar të ujit për të siguruar furnizimin dhe kthimin me ujë në qarqet kritike dhe të mbushin rrjetin e tubacioneve.

Sistemet e përdoruesve përfshijnë ngrohësit terminal, valvulat kontrolluese (fig. 3.0) dhe rrjetin e tubacioneve të brendshme. Uji i furnizimit qarkullon përmes rrjetit të tubacioneve të ujit të çdo ngrohës termik njëkohësisht në ngrohjen e hapësirës. Tipi dhe madhësia e ngrohësit do të ndikojnë drejtpërdrejtë në efikasitetin e këmbimit të nxehtësisë.

Në mënyrë që të përshkruhet problemi i një rrjeti aktual, ideja themelore e projektimit të sistemeve të ngrohjes aktuale në largësi është përshkruar në figurën 3.1.

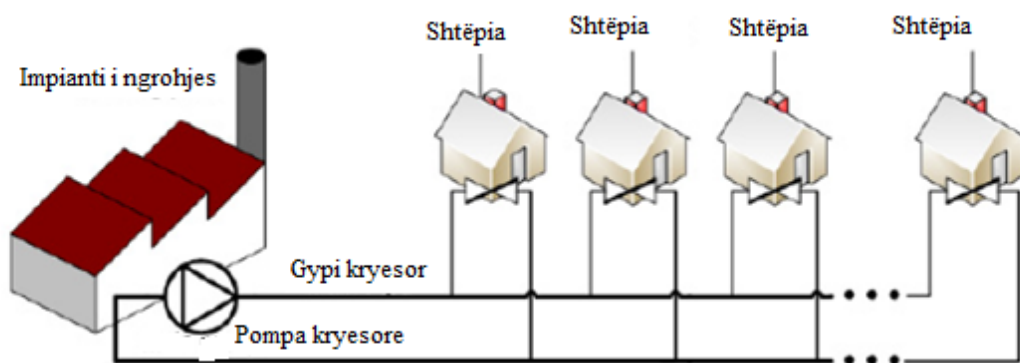


Figura 3.1. Struktura e sistemeve aktuale të ngrohjes në largësi

Struktura themelore e infrastrukturës së propozuar është përshkruar në fig. 3.2. Kjo metodë përdor pompa të shumta përgjatë tubit ushqyes dhe një pompë të çdo konsumator. Para së gjithash, kjo lejon tubin kryesor të jetë dukshëm më i vogël se në infrastrukturën aktuale, sepse një rënie më e madhe e presionit mund të tejkalohet me rritjen e numrit të pompave. Së dyti pompat e futura të konsumatorët japin një kontrollë me rritje lejuar të presionit konstant diferencial për secilin konsumator, dhe me pompa që veprojnë në seri, sistemet e ngrohjes në largësi mund të bëhen disi të fuqishme për pompat defekte.

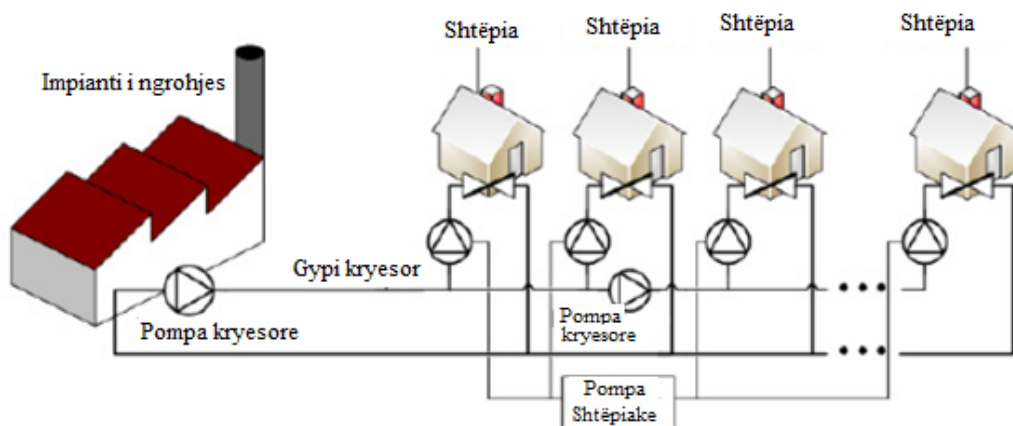


Figura 3.2. Struktura e propozuar e një sistemi të ri të ngrohjes

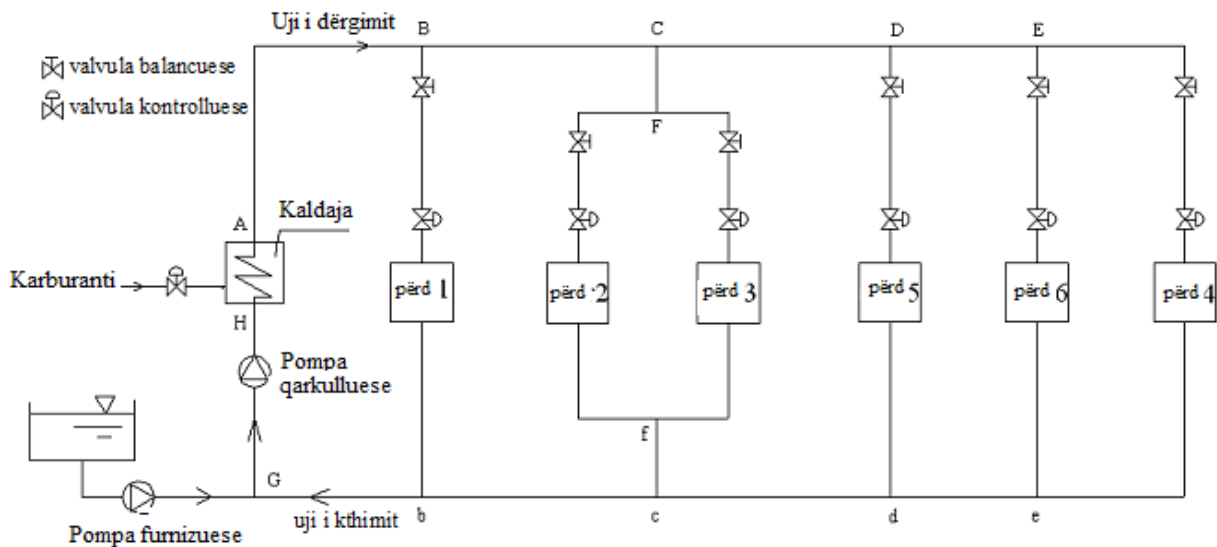


Fig. 3.3. Diagrami skematik i sistemit të N.L

### 3.2.1. Kushtet e projektimit

Sistemi i ngrohjes së projektuar ka 6 ndërtesa me gjithsej 107600 m<sup>2</sup> të sipërfaqes së dyshemesë të ngrohur dhe gjithsej ngarkesë të projektuar termike prej 5.35 MW. Sipërfaqja e ngrohur e dyshemesë është nga dy lloje të ndërtesave të emërtuara komerciale dhe të banimit dhe janë 27300 m<sup>2</sup> respektivisht 80300 m<sup>2</sup>.

Norma mesatare e ngarkesës termike për njësinë e sipërfaqes së ngrohur të dyshemesë është dhënë në tab.3.1.

Tabela 3.1. Indeksi mesatar i ngarkesës termike

Nr. i ndërtesës	1	2	3	4	5	6
Lloji i ndërtimit	Banim	Banim	Banim	Banim	Komerciale	Banim
Sipërfaqja e dyshemesë së nxehur A <sub>di</sub> , m <sup>2</sup>	11500	22700	14800	20500	27300	10800
Indeksi i ngarkesës së nxehtësisë q <sub>d</sub> (W/m <sup>2</sup> )	51	46	47	45	56	53

Çdo ndërtesë ka 7 kate dhe lartësia e çdo kati është 2.4 m. Pos kësaj sistemi i shpërndarjes ka pesë degë të tilla si B-1, C-F-2(3), D-5, E-6, dhe E-4 siç tregohet në fig.3.1. Të gjitha gjatësitë e tubit përfshijnë tuba degësh dhe kryesorë. Supozojmë të njëjtë gjatësinë e qarkut të ujit të furnizimit me gjatësinë e qarkut të ujit të kthimit. Temperatura e ujit të

furnizimit dhe temperatura e ujit të kthimit janë 95 °C respektivisht 70 °C. Temperatura e jashtme e projektuar është -15°C dhe temperatura e brendshme e projektuar është 18°C. Parametrat shtesë të projektimit janë dhënë në tab.3.2.

Tabela 3.2. Parametrat e projektimit

Simboli	Artikulli	Njësia	Data
$t_{sd}$	Temperatura e projektuar e ujit furnizues	°C	95
$t_{vd}$	Temperatura e projektuar e ujit të kthimit	°C	70
$t_{mk}$	Temperatura e ujit furnizues	°C	5
$t_{zd}$	Temperatura e projektuar e ajrit të brendshëm	°C	18
$t_{od}$	Temperatura e projektuar e ajrit të jashtëm	°C	-15
$c_w$	Nxehtësia specifike e ujit	J/Kg°C	4187
$\rho_w$	Densiteti i ujit (kur $t=75^\circ\text{C}$ )	Kg/m <sup>3</sup>	975
$c_z$	Nxehtësia specifike e ajrit	J/Kg°C	1000
$HV$	Vlera e nxehtësisë së karburantit	MJ/Kg	43.35
$t_{soil}$	Temperatura mesatare e sipërfaqes së Tokës	°C	-2
$\Delta P_{bd}$	Rezistenca e ujit nga kaldaja	kPa	80
$\Delta P_{u1}$	Rezistenca e ujit nga përdoruesi 1	kPa	30
$\Delta P_{u2}$	Rezistenca e ujit nga përdoruesi 2	kPa	30
$\Delta P_{u3}$	Rezistenca e ujit nga përdoruesi 3	kPa	30
$\Delta P_{u4}$	Rezistenca e ujit nga përdoruesi 4	kPa	30
$\Delta P_{u5}$	Rezistenca e ujit nga përdoruesi 5	kPa	30
$\Delta P_{u6}$	Rezistenca e ujit nga përdoruesi 6	kPa	30

### 3.2.2. Procedura e Projektimit

Procedura e projektimit është përmbledhur në vazhdim

#### 3.2.2.1. Ngarkesa termike $Q_{di}$ e çdo ndërtese

Bazuar në sipërfaqen e dhënë të projektuar dhe në indeksin e ngarkesës termike, llogaritet ngarkesa e projektuar termike për çdo ndërtesë si më poshtë:

$$Q_{di} = q_{di} A_{di} \quad (3.1)$$

Ngarkesat e projektuara termike  $Q_{di}$  të çdo ndërtese janë:

$Q_{d1} = 586500\text{W}$ ,  $Q_{d2} = 1044200\text{W}$ ,  $Q_{d3} = 695600\text{W}$ ,  $Q_{d4} = 922500\text{W}$ ,  $Q_{d5} = 1528800\text{W}$ ,  $Q_{d6} = 572400\text{W}$ .

### 3.2.2.2.Sasia e projektuar e rrjedhjes së ujit në masë

Norma e projektuar it të qarkullimit të rrjedhjes në masë të ujit  $G_{di}$  për secilën ndërtesë është llogaritur:

$$G_{di} = \frac{Q_{di}}{c_w (t_{sd} - t_{rd})} \quad (3.2)$$

ku nxehtësia specifike e ujit është  $c_w = 4187 J / kg \cdot C$

Normat e projektuara e ujit të qarkullimit në masë  $G_{di}$  për çdo ndërtesë janë si më poshtë:

$$G_{d1} = 5.60 \frac{kg}{s}, G_{d2} = 9.98 \frac{kg}{s}, G_{d3} = 6.65 \frac{kg}{s}, G_{d4} = 8.81 \frac{kg}{s}, G_{d5} = 14.61 \frac{kg}{s}, G_{d6} = 5.47 \frac{kg}{s}$$

### 3.2.2.3.Sasia e rregulluar e rrjedhjes së ujit të qarkullimit $G_{ci}$

Duke marrë parasysh humbjen e nxehtësisë gjatë transmetimit të ujit të nxehtë nga kaldaja në ngrohësin terminal në rrjetin e tubacioneve, norma e rregulluar e rrjedhjes së ujit qarkullues mund të llogaritet si më poshtë:

$$G_{ci} = f_g G_{di} \quad (3.3)$$

këtu  $f_g$  është faktori i sigurisë, vlerat tipike sillen nga 1.07 në 1.25.

Me faktorin e sigurisë  $f_g$  prej 1.12, sasi të rregulluara të rrjedhjes së ujit  $G_{ci}$  të ndërtesave të ndryshme janë:

$$G_{c1} = 6.28 \frac{kg}{s}, G_{c2} = 11.1 \frac{kg}{s}, G_{c3} = 7.44 \frac{kg}{s}, G_{c4} = 9.87 \frac{kg}{s}, G_{c5} = 16.3 \frac{kg}{s}, G_{c6} = 6.12 \frac{kg}{s}$$

Normat e qarkullimit të rrjedhjes së ujit për të gjitha ndërtesat janë përmbledhur në tab.3.3.

Tabela 3.3. Normat e qarkullimit të rrjedhjes së ujit për të gjitha ndërtesat

Përdoruesi	$A_{di}$ (m <sup>2</sup> )	$U_{di}$ (w/m <sup>2</sup> )	$q_d$ (W)	$G_d$ (t/h)	$G_c$ (t/h)	$G_d$ (kg/s)	$G_c$ (kg/s)
1	11500	51	586500	20.18	22.60	5.60	6.28
2	22700	46	1044200	35.92	40.23	9.98	11.17
3	14800	47	695600	23.93	26.80	6.65	7.44
4	20500	45	922500	31.73	35.54	8.81	9.87
5	27300	56	1528800	52.59	58.90	14.61	16.36
6	10800	53	572400	19.69	22.05	5.47	6.12
Totali	107600		5350000	184.04	206.12	54.11	57.24



### 3.2.2.4.Llogaritjet hidraulike dhe madhësitë të tubit

- Zgjedhet shpejtësia e rrjedhjes së ujit  $w$  në rendin prej 0.5 m/s gjer 1.5 m/s, në këtë rast zgjedhet  $w=1.0$  m/s dhe llogaritet diametri i tubit.
- Llogaritet norma e rrjedhjes së ujit për çdo segment të tubit. Bazuar në normat e rrjedhjes së ujit për çdo ndërtesë të llogaritura paraprakisht  $G_c$ , norma e rrjedhjes së ujit  $G_{cp}$  në të gjitha segmentet e tubit mund të llogaritet nga ekuacionet e ruajtjes së masës. Rezultatet e llogaritura për çdo segment tubi janë paraqitur më poshtë në tab.3.4.
- Përcaktohet çdo diametër i segmentit të tubit  $d_{cp}$ . Me normën e rrjedhjes së ujit  $G_{cp}$  dhe shpejtësinë  $w$ , diametri i tubit mund të llogaritet nga formula si me poshtë:

$$d_{cp} = \sqrt[2]{\frac{G_{cp}}{\pi \rho w}} \quad (3.4)$$

ku dendësia e ujit është  $\rho=961.92\text{kg/m}^3$ , në temperaturë të ujit  $t_w=95$  °C.

Bazuar në llogaritjen e diametrat e segmenteve të tubave, diametrat  $d_p$  normal të tubave janë zgjedhur si në tab. 3.4.

Tabela 3.4. Diametri i tubit të segmentit

Segmenti i gypit	$G_{cp}$ , kg/s	$d_{cp}$ , m	$d_p$ , m	$d_p$ , mm	$\phi$ , mm
AB	57.24	0.2753	0.2	200	$\phi$ 219*6
BC	50.97	0.2598	0.2	200	$\phi$ 219*6
CD	32.35	0.2070	0.2	200	$\phi$ 219*6
DE	22.48	0.1455	0.15	150	$\phi$ 156*4.5
B1	6.28	0.0911	0.07	70	$\phi$ 76*3.5
CF	18.62	0.1570	0.15	150	$\phi$ 159*4.5
F2	11.17	0.1216	0.125	125	$\phi$ 133*4
F3	7.44	0.0993	0.125	125	$\phi$ 133*4
E4	9.87	0.1143	0.15	150	$\phi$ 159*4.5
D5	16.36	0.1472	0.15	150	$\phi$ 159*4.5
E6	6.12	0.0900	0.1	100	$\phi$ 108*4

- Përcaktohet shkalla e fërkimit  $R_{cp}$  për çdo segment të tubit.

Shkalla e fërkimit  $R_{cp}$  mund të llogaritet me formulat e mëposhtme:

$$R_{cp} = 6.25 \times 10^{-8} x \frac{\lambda_{cp} G_{cp}^2}{p d_{cp}^5} = 6.875 \times 10^9 x \frac{K^{0.23} G_{cp}^2}{p d_{cp}^{5.25}} \quad (3.5)$$

ku faktori i fërkimit është  $\lambda_{cp} = 0.11 \left[ \frac{K}{d_{cp}} \right]^{0.25}$

Vrazhdësia ekuivalente absolute  $K$  e shpërndarjes së ujit të nxehtë të sistemit është

supozuar si 0.0005 m. Me dendësi të ujit të nxehtë  $\rho=961.92\text{kg/m}^3$  në  $95^\circ\text{C}$ , normat e fërkimit për segmente të tubave janë llogaritur dhe janë në tab.3.5.

Tabela .3.5. Pikat e fërkimit të segmenteve të tubit

Linja	V (m/s)	$\lambda$	R(Pa/m)	$L_{cp}$	$L_{dp}$	$\Delta P_{l(Pa)}$
AB	1.69	0.0246	169.14	235	282	47698.66
BC	1.51	0.0246	134.09	95	114	15286.45
CD	0.96	0.0246	54.03	110	132	7131.83
DE	0.84	0.0246	59.80	80	96	5740.81
B1	1.51	0.0320	503.19	30	39	19624.24
CF	0.98	0.0264	81.00	50	65	5264.90
F2	0.85	0.0277	75.99	40	52	3951.39
F3	0.56	0.0277	33.72	175	227.5	7671.59
E4	0.52	0.0264	22.77	135	175.5	3996.57
D5	0.86	0.0264	62.54	120	156	9756.72
E6	0.72	0.0293	73.68	40	52	3831.42

- Llogaritet gjatësia ekuivalente  $L_{dp}$  të çdo segmenti tubi:

$$L_{dp} = (1 + \alpha)L_{cp} \quad (3.6)$$

Këtu shkalla e pjesshme e fërkimit  $\alpha$  nga segmentet kryesore të tubave dhe të segmenteve të degëzuar të tubave janë zgjedhur si 0.2, respektivisht 0.3, shih tabelën 3.5.

- Llogaritet rezistenca e fërkimit  $\Delta P_i$  e çdo nyje qarkore:

$$\Delta P_i = \sum \Delta P_{ip} + \Delta P_b + \Delta P_u + \Delta P_v \quad (3.7)$$

$$\Delta P_{ip} = L_{dp} R_{cp} \quad (3.8)$$

ku:

$\Delta P_b$  = rezistenca e fërkimit të kaldajës, Pa

$\Delta P_u$  = Rezistenca e fërkimit të ndërtesës, Pa

$\Delta P_v$  = Rezistenca e fërkimit të valvulës kontrolluese, Pa

$\Delta P_{ip}$  = Rezistenca e fërkimit të segmentit të tubit, Pa.

Rezistenca e fërkimit të të gjitha 6 qarqeve janë paraqitur në tab.3.6.

Tabela 3.6 Rezistenca e fërkimit për çdo qark

Nyja	$\sum \Delta P_{ip}(Pa)$	$\Delta P_u(Pa)$	$\Delta P_b(Pa)$	$\Delta P_{cv}(Pa)$	$\Delta P_i(Pa)$	$\Delta P_{bv}(Pa)$
1	134645.82	80000	30000	30000	274645.82	25101.51
2	144402.81	80000	30000	30000	284402.81	15344.52
3	151843.02	80000	30000	30000	291843.02	7904.31
4	159708.66	80000	30000	30000	299708.66	38.67
5	159378.35	80000	30000	30000	299378.35	368.98
6	159747.33	80000	30000	30000	299747.33	0.00

### 3.2.2.5. Zgjedhja e pompës qarkulluese

Kapaciteti i pompës qarkulluese mund të përcaktohet si më poshtë:

$$G_p = f_f G_c \quad (3.9)$$

Ku prurja qarkulluese e ujit është:  $G_c = \sum G_{ci}$

Faktori sigures i normës së rrjedhës qarkulluese të ujit  $f_f$  zakonisht ndjek rendet nga 1.05 deri 1.15

Me faktorin e sigurisë  $f_f = 1.1$  norma e prurjes së ujit  $G_p$  e pompës qarkullues është 62.79 kg/s.

Me rezistencën më të madhe të qarkut prej të gjitha qarqeve tjera në këtë sistem (fig.3.1), përcaktohet ngarkesa e presionit të pompës qarkullues duke përdorur formulat e dhëna më poshtë:

$$\Delta P_p = f_r \Delta P_i \quad (3.10)$$

Këtu merret parasysh faktori i sigurisë së rezistencës së fërkimit  $f_r$ . Vlera tipike bie në rendin prej 1.1 në 1.2.

Me faktorin e sigurisë  $f_r = 1.15$ , ngarkesa e shtypjes së pompës qarkullues është 344709 Pa.

### 3.2.2.6 Kapaciteti i kaldajës

Kapaciteti termik i kaldajës përcaktohet si më poshtë:

$$Q = f_g \sum_{i=1}^n q_{di} \quad (3.11)$$

Me faktorin e sigurisë  $f_g$  prej 1.1, kapaciteti i llogaritur i kaldajës është 5885000W.

Këtu është zgjedhur kaldaja me kapacitet termik 7 MW. Parametrat tjerë përfshijnë vëllimin  $V = 6m^3$ , kapacitetin e ujit të nxehtë  $m_{bd} = 200$  t/h, efikasitetin maksimal  $\eta_{b \max} = 0.85$ .

### 3.2.2.6. Pompa furnizuese e ujit

Kapaciteti i pompës furnizuese të ujit përcaktohet si më poshtë:

$$G_m = f_m G_p \quad (3.12)$$

Me  $G_p = 62.97$  kg/s, norma rrjedhëse e ujit furnizues është  $G_m = 1.89$  kg/s, supozohet

$$f_m = 3\%$$

Përcaktohet ngarkesa e shtypjes së pompës së ujit furnizues si me poshtë:

$$\Delta P_m = f_{mp} P_m \quad (3.13)$$

ku faktori i sigurisë  $f_{mp}$  është i rendit ndërmjet 1.05 në 1.2.

Shtypja e ujit furnizues është i lidhur me disa faktorë të tilla si lartësia e ndërtesës, pozita e pikës së caktuar të ujit furnizues, shtypja me e lartë e lejuar e ngrohësit terminal, pika më e lartë e të gjithë sistemit dhe shtypja më e ulët e lejuar e pompës qarkulluese.

Me faktorin e sigurisë  $f_{mp}=1.1$  dhe  $P_m=230000$  Pa, shtypja e ujit furnizues në pikën e caktuar është  $\Delta P_m=253000$  Pa.

### 3.2.2.7. Valvula e balancuara

Përcaktimi i valvules balancuese përcaktohet si me poshtë:

$$\Delta P_{vi} = \Delta P_{i\max} - \Delta P_i \quad (3.14)$$

Bazuar në përvojën industriale, në përgjithësi është pranuar se ndryshimi i rezistencës së ujit ndërmjet qarkut – unazës me rezistencë më të madhe dhe qarqeve tjera duhet të jetë më pak se 10%.

Rezistenca më e madhe e fërkimit është e unazës 6, e cila ka rezistencën e fërkimit prej 299747Pa. Rezistenca më e vogël e fërkimit është e unazës 1, e cila ka rezistencën e fërkimit prej 274645Pa. Ndryshimi në përqindje  $R_d$  i rezistencës së fërkimit të çdo unaze shihet në Tab.3.7.

Bazuar në ndryshimin në rezistencën së fërkimit të çdo unaze nën kushte të projektimit, pikat e shtypjes të valvulave ndryshme balancuese janë paraqitur në tab.3.7.

Tabela 3.7. Presioni balancues në çdo unazë

Unaza	$\sum \Delta P_{ip}$ (Pa)	$\Delta P_i$ (Pa)	$R_d$ (%)	$\Delta P_{bv}$ (Pa)
1	134645.82	274645.82	8.37	25101.51
2	144402.81	284402.81	5.12	15344.52
3	151843.02	291843.02	2.64	7904.31
4	159708.66	299708.66	0.01	38.67
5	159378.35	299378.35	0.12	368.98
6	159747.33	299747.33	0.00	0.00

### 3.2.3 Parametrat e projektimit

Procedura e projektimit e përshkruar më sipër përdoret për të zhvilluar një program të projektimit. Rezultatet e marra së bashku me disa parametra të rëndësishëm të projektimit të sistemit të NL janë të shënuara në tab.3.8.

Tabela 3.8. Parametrat e projektuar të sistemit të NL

Simboli	Artikulli	Njësia	Të dhëna
$A_{di}$	Sipërfaqja e dyshemesë së ngrohur	m <sup>2</sup>	107600
$q_{di}$	Ngarkesa e ngrohjes	MW	5.35
$G_d$	Sasia e projektuar e rrjedhës së ujit qarkullues	t/h	184.04
$V_b$	Vëllimi i kaldajës	m <sup>3</sup>	6
$f_m$	Raporti i ujit furnizues	%	3
$\eta_{bmax}$	Efikasiteti maksimal i kaldajës	%	85
$Q_{bd}$	Kapaciteti termik i kaldajës	MW	7
$m_{bd}$	Kapaciteti i ujit të nxehtë të ujit	t/h	200

### 3.3. Modeli dinamik i sistemit të NL

Modelet dinamike të nënsistemeve në vijim janë zhvilluar duke përdorur parimet e ekuilibrit të energjisë.

#### 3.3.1. Modeli i kaldajës

Një model dinamik i saktë i një kaldaje është shumë kompleks. Për të thjeshtuar modelin dinamik të kaldajës, janë përdorur nga praktika disa të dhëna operative, të tilla si kurba e marrëdhënieve të efikasitetit dhe temperaturës. Janë marrë nga kurba pesë pika të dhëna të efikasitetit kundrejt temperaturës së kaldajës. Këto janë:

$$e_b = (0.55, 0.68, 0.77, 0.83, 0.85) \text{ me } t_b = (50, 60, 70, 80, 90)$$

Merret ekuacion polinomial i cili i korrespondon me grupin e të dhënave. Rezultati i ekuacionit është:

$$e_b = -0.0002t_b^2 + 0.0325t_b - 0.6283$$

Modeli i kaldajës zhvillohet duke marrë për bazë sasinë e akumuluar të nxehtësisë të barabartë me nxehtësinë e prodhuar në kaldajë minus humbjet e nxehtësisë nga uji furnizues:

$$c_b \frac{d(t_b)}{dt} = u_f m_{f \max} e_b HV - c_w (m_{dtot} + 0.5G_{mk})(t_b - t_r) \quad (3.1)$$

ku

$C_b$  - Kapaciteti termik i kaldajës,  $J / ^\circ C$  ( $C_b = \rho c_w V_b$ )

$t_b$  - Temperatura e ujit në dalje nga kaldaja,  $^\circ C$

$u_f$  - Variabla e kontrollit të sasisë së rrjedhjes së karburantit

$m_{fmax}$  – Sasia e rrjedhjes maksimale masore të karburantit, kg/s

$e_b$  - Efikasiteti i kaldajës

$HV$  - Vlera e nxehtësisë së karburantit, J/kg

$c_w$  - Nxehtësia specifike e ujit, J/kg<sup>0</sup>C

$m_{dtot}$  - Sasia e përgjithshme e projektuar e rrjedhjes së ujit të furnizimit, kg/s

$G_{mk}$  - Sasia e rrjedhjes së ujit furnizues, kg/s

$t_r$  - Temperatura ujit të kthimit, °C.

### 3.3.2. Modeli i temperaturave të ujit të furnizimit dhe të kthimit

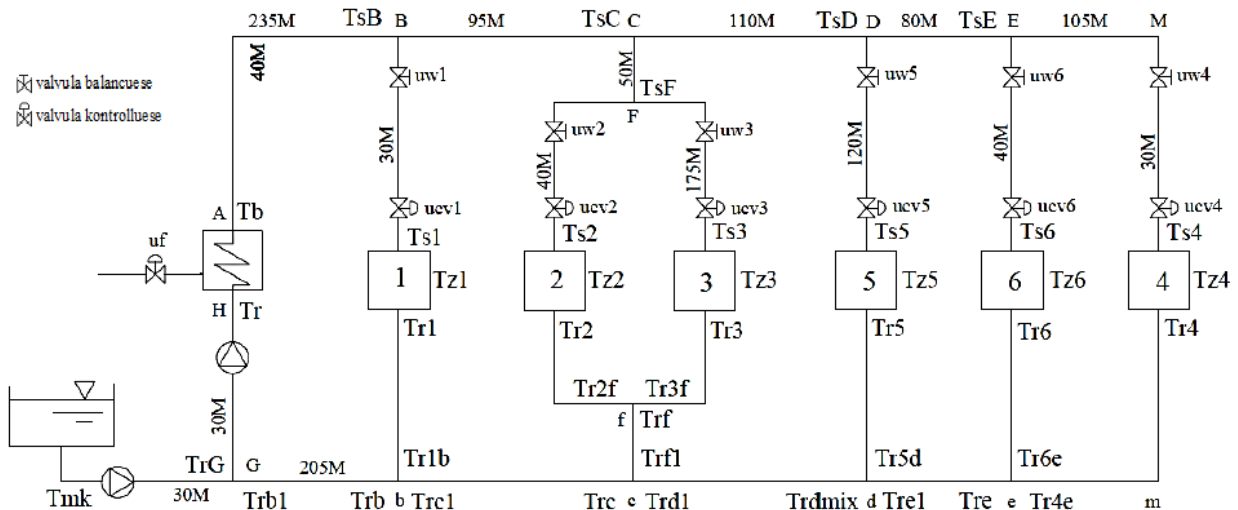


Fig.3.4. Diagrami skematik i temperaturave të ujit të furnizimit dhe të kthimit

Në sistemin e ngrohjes në largësi, burimi i nxehtësisë është gjithmonë më larg ndërtesave se sa llojet tjera të sistemit të ngrohjes. Si faktorë tillë që shkaktojnë humbjen e nxehtësisë në rrjet janë gjithashtu me shumë se në sistemet tjera, dhe për këtë qëllim, ndryshimet e temperaturës që ndodhin në segmente të ndryshme të tubit duhet të simulohen për llogaritjen e humbjes së nxehtësisë përmes tubave.

Tubacionet e ujit të furnizimit dhe kthimit të pasqyruara në fig.3.4 janë ndarë në 29 segmente kështu që janë gjithsejtë 29 nyje të temperaturave në këtë sistem.

Ekuacionet e ekuilibrit të nxehtësisë përdorën për përshkrimin e dinamikës së temperaturave të nyjeve të qarqeve. Për çdo nyje, nxehtësia e akumuluar është e barabartë me nxehtësinë e dhënë - furnizuar nga segmenti i afërt minus humbjet e nxehtësisë nga muri i tubit dhe rrjedhja e ujit.

Për rrjetin e ujit të furnizimit kemi ekuacionet e mëposhtme:

$$C_{AB} \frac{d(t_{sB})}{d\tau} = c_w m_{AB} (t_b - t_{sB}) - Q_{lsAB} - c_w m_{ABmk} [0.5(t_b + t_{sB}) - t_{mk}] \quad (3.16)$$

$$C_{BC} \frac{d(t_{sC})}{d\tau} = c_w m_{BC} (t_{sB} - t_{sC}) - Q_{lsBC} - c_w m_{BCmk} [0.5(t_{sB} + t_{sC}) - t_{mk}] \quad (3.17)$$

$$C_{CD} \frac{d(t_{sD})}{d\tau} = c_w m_{CD} (t_{sC} - t_{sD}) - Q_{lsCD} - c_w m_{CDmk} [0.5(t_{sD} + t_{sC}) - t_{mk}] \quad (3.18)$$

$$C_{DE} \frac{d(t_{sE})}{d\tau} = c_w m_{DE} (t_{sD} - t_{sE}) - Q_{lsDE} - c_w m_{DEmk} [0.5(t_{sD} + t_{sE}) - t_{mk}] \quad (3.19)$$

$$C_{s4} \frac{d(t_{s4})}{d\tau} = c_w m_{E4} (t_{sE} - t_{s4}) - Q_{lsE4} - c_w m_{E4mk} [0.5(t_{s4} + t_{sE}) - t_{mk}] \quad (3.20)$$

$$C_{sF} \frac{d(t_{sF})}{d\tau} = c_w m_{CF} (t_{sC} - t_{sF}) - Q_{lsCF} - c_w m_{CFmk} [0.5(t_{sC} + t_{sF}) - t_{mk}] \quad (3.21)$$

$$C_{Al} \frac{d(t_{s1})}{d\tau} = c_w m_{B1} (t_{sB} - t_{s1}) - Q_{lsAB1} - c_w m_{B1mk} [0.5(t_{sB} + t_{s1}) - t_{mk}] \quad (3.22)$$

$$C_{F2} \frac{d(t_{s2})}{d\tau} = c_w m_{F2} (t_{sF} - t_{s2}) - Q_{lsF2} - c_w m_{F2mk} [0.5(t_{sF} + t_{s2}) - t_{mk}] \quad (3.23)$$

$$C_{F3} \frac{d(t_{s3})}{d\tau} = c_w m_{F3} (t_{sF} - t_{s3}) - Q_{lsF3} - c_w m_{F3mk} [0.5(t_{sF} + t_{s3}) - t_{mk}] \quad (3.24)$$

$$C_{D5} \frac{d(t_{s5})}{d\tau} = c_w m_{D5} (t_{sD} - t_{s5}) - Q_{lsD5} - c_w m_{D5mk} [0.5(t_{sD} + t_{s5}) - t_{mk}] \quad (3.25)$$

$$C_{E6} \frac{d(t_{s6})}{d\tau} = c_w m_{E6} (t_{sE} - t_{s6}) - Q_{lsE6} - c_w m_{E6mk} [0.5(t_{sE} + t_{s6}) - t_{mk}] \quad (3.26)$$

Për rrjetin e ujit të kthimit, ekuacionet e ekuilibrit të energjisë janë:

$$C_{htr1} \frac{d(t_{r1})}{d\tau} = c_w m_{B1} (t_{s1} - t_{r1}) - U_{htr1} [0.5(t_{s1} + t_{r1}) - t_{r1}]^{1+c_1} \quad (3.27)$$

$$C_{htr2} \frac{d(t_{r2})}{d\tau} = c_w m_{F2} (t_{s2} - t_{r2}) - U_{htr2} [0.5(t_{s2} + t_{r2}) - t_{r2}]^{1+c_2} \quad (3.28)$$

$$C_{htr3} \frac{d(t_{r3})}{d\tau} = c_w m_{F3} (t_{s3} - t_{r3}) - U_{htr3} [0.5(t_{s3} + t_{r3}) - t_{r3}]^{1+c_3} \quad (3.29)$$

$$C_{htr5} \frac{d(t_{r5})}{d\tau} = c_w m_{F5} (t_{s5} - t_{r5}) - U_{htr5} [0.5(t_{s5} + t_{r5}) - t_{r5}]^{1+c_5} \quad (3.30)$$

$$C_{htr6} \frac{d(t_{r6})}{d\tau} = c_w m_{F6} (t_{s6} - t_{r6}) - U_{htr6} [0.5(t_{s6} + t_{r6}) - t_{r6}]^{1+c_6} \quad (3.31)$$

$$C_{htr4} \frac{d(t_{r4})}{d\tau} = c_w m_{F4} (t_{s4} - t_{r4}) - U_{htr4} [0.5(t_{s4} + t_{r4}) - t_{r4}]^{1+c_4} \quad (3.32)$$

ku

$C_{htr1-6}$  – Kapaciteti termik i ngrohësve 1-6, J°C

$U_{htr1-6}$  – Koeficienti momental i transmetimit të nxehtësisë nga ngrohësit, 1-6, W/°C

$c_{1-6}$  – Indeksi i modifikuar për koeficientin e transferimit të nxehtësisë.

$$C_{2f} \frac{d(t_{r2f})}{d\tau} = c_w m_{2f} (t_{r2} - t_{r2f}) - Q_{ls2f} - c_w m_{2fmk} [0.5(t_{r2} + t_{r2f}) - t_{mk}] \quad (3.33)$$

$$c_{3f} \frac{d(t_{r3f})}{d\tau} = c_w m_{3f} (t_{r3} - t_{r3f}) - Q_{ls3f} - c_w m_{3fmk} [0.5(t_{r3} + t_{r3f}) - t_{mk}] \quad (3.34)$$

$$c_{5d} \frac{d(t_{r5d})}{d\tau} = c_w m_{5d} (t_{r5} - t_{r5d}) - Q_{ls5d} - c_w m_{5dmk} [0.5(t_{r5} + t_{r5d}) - t_{mk}] \quad (3.35)$$

$$C_{6e} \frac{d(t_{r6e})}{d\tau} = c_w m_{6e} (t_{r6} - t_{r6e}) - Q_{ls6e} - c_w m_{6emk} [0.5(t_{r6} + t_{r6e}) - t_{mk}] \quad (3.36)$$

$$C_{4e} \frac{d(t_{r4e})}{d\tau} = c_w m_{4e} (t_{r4} - t_{r4e}) - Q_{ls4e} - c_w m_{4emk} [0.5(t_{r4} + t_{r4e}) - t_{mk}] \quad (3.37)$$

$$C_{de} \frac{d(t_{re1})}{d\tau} = c_w m_{de} (t_{re} - t_{re1}) - Q_{lsde} - c_w m_{demk} [0.5(t_{re} + t_{re1}) - t_{mk}] \quad (3.38)$$

$$C_{cd} \frac{d(t_{r1})}{d\tau} = c_w m_{cd} (t_{rd} - t_{rd1}) - Q_{lsde} - c_w m_{dlmk} [0.5(t_{rd} + t_{rd1}) - t_{mk}] \quad (3.39)$$

$$C_{fc} \frac{d(t_{rf1})}{d\tau} = c_w m_{fc} (t_{rf} - t_{rf1}) - Q_{lsfc} - c_w m_{fcmk} [0.5(t_{rf} + t_{rf1}) - t_{mk}] \quad (3.40)$$

$$C_{bc} \frac{d(t_{rc1})}{d\tau} = c_w m_{bc} (t_{rc} - t_{rc1}) - Q_{lsbc} - c_w m_{bcmk} [0.5(t_{rc} + t_{rc1}) - t_{mk}] \quad (3.41)$$

$$C_{lb} \frac{d(t_{rb})}{d\tau} = c_w m_{lb} (t_{rl} - t_{rb}) - Q_{lslb} - c_w m_{lbmk} [0.5(t_{rl} + t_{rb}) - t_{mk}] \quad (3.42)$$

$$C_{bG} \frac{d(t_{rb1})}{d\tau} = c_w m_{bG} (t_{rb} - t_{rb1}) - Q_{lsbG} - c_w m_{bGmk} [0.5(t_{rb} + t_{rb1}) - t_{mk}] \quad (3.43)$$

$$C_{gh} \frac{d(t_r)}{d\tau} = c_w m_{gh} (t_{rG} - t_r) - Q_{lsgh} - c_w m_{ghmk} [0.5(t_{rG} + t_r) - t_{mk}] \quad (3.44)$$

Temperaturat e ujit të përzier  $t_{rf}$ ,  $t_{re}$ ,  $t_{rd}$ ,  $t_{rc}$ ,  $t_{rb}$ ,  $t_{rG}$  nga uji i kthimit janë shënuar si më poshtë:

$$t_{rf} = (t_{r2f} u_{w2} m_{2d} + t_{r3f} u_{w3} m_{3d}) / (u_{w2} m_{2d} + u_{w3} m_{3d}) \quad (3.45)$$

$$t_{re} = (t_{r4e} u_{w4} m_{4d} + t_{r6e} u_{w6} m_{6d}) / (u_{w4} m_{4d} + u_{w6} m_{6d}) \quad (3.46)$$

$$t_{rdmix} = (t_{r5d} u_{w5} m_{5d} + t_{rel} (u_{w6} m_{6d} + u_{w4} m_{4d})) / (u_{w5} m_{5d} + u_{w6} m_{6d} + u_{w4} m_{4d}) \quad (3.47)$$

$$t_{rc} = (t_{rf1} (u_{w2} m_{2d} + u_{w3} m_{3d}) + t_{rd1} (u_{w5} m_{5d} + u_{w6} m_{6d} + u_{w4} m_{4d})) / (u_{w2} m_{2d} + u_{w3} m_{3d} + u_{w5} m_{5d} + u_{w4} m_{4d}) \quad (3.48)$$

$$t_{rb} = (t_{rlb} u_{w1} m_{1d} + t_{rel} (u_{w2} m_{2d} + u_{w3} m_{3d} + u_{w5} m_{5d} + u_{w6} m_{6d} + u_{w4} m_{4d})) / (u_{w1} m_{1d} + u_{w2} m_{2d} + u_{w3} m_{3d} + u_{w5} m_{5d} + u_{w6} m_{6d} + u_{w4} m_{4d}) \quad (3.49)$$

$$t_{rG} = (t_{mk} G_{mk} + t_{rv1} (u_{w1} m_{1d} + u_{wd} m_{2d} + u_{w3} m_{3d} + u_{w5} m_{5d} + u_{w6} m_{6d} + u_{w4} m_{4d})) / (u_{w1} m_{1d} + u_{w2} m_{2d} + u_{w3} m_{3d} + u_{w5} m_{5d} + u_{w6} m_{6d} + u_{w4} m_{4d} + G_{mk}) \quad (3.50)$$

ku

$t_{mk}$  – Temperatura e ujit kozmetik,  $^{\circ}\text{C}$

$Q_{lsi}$  – Ngrohja e humbur nga tubi i segmentit, W.

Për shkak të faktit së gypat e furnizimit dhe kthimit të ujit janë paralel dhe të ngulitur



nëntokë, bartja e nxehtësisë shtesë në mes të segmenteve të gypave të furnizimit dhe të atyre kthyes duhet të merren parasysh.

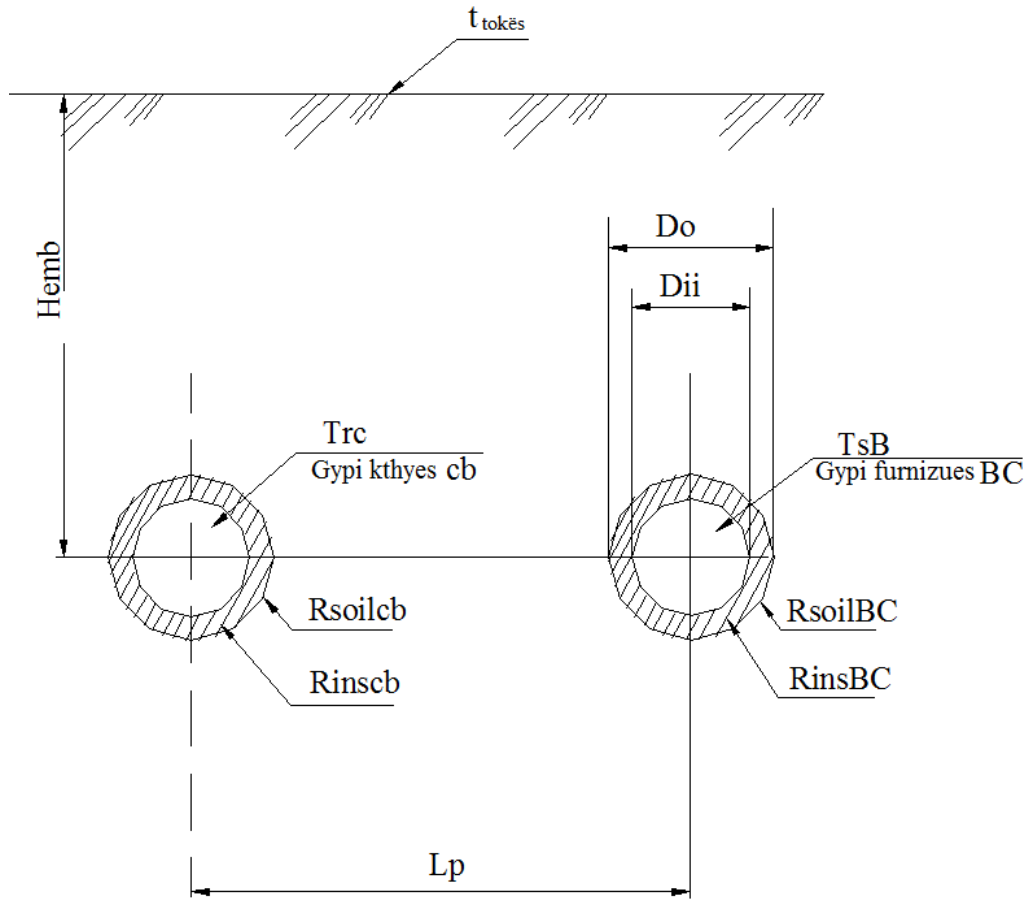


Fig.3.5. Diagrami skematik i tubit të ujit të furnizimit dhe të kthimit (segmentet BC dhe cb) nën tokë

Ekuacionet që përshkruajnë këtë ndërveprim janë paraqitur më poshtë:

$$Q_{1sAB} = \left[ \frac{(t_{sB} - t_{soil})(R_{insAB} + R_{soilAB}) - (t_{rb} - t_{soil})R_{int}}{(R_{insAB} + R_{soilAB})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{AB} \quad (3.51)$$

$$Q_{1sBC} = \left[ \frac{(t_{sB} - t_{soil})(R_{insBC} + R_{soilBC}) - (t_{rc} - t_{soil})R_{int}}{(R_{insBC} + R_{soilBC})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{BC} \quad (3.52)$$

$$Q_{1sCD} = \left[ \frac{(t_{sC} - t_{soil})(R_{insCD} + R_{soilCD}) - (t_{rdmix} - t_{soil})R_{int}}{(R_{insCD} + R_{soilCD})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{CD} \quad (3.53)$$

$$Q_{1sDE} = \left[ \frac{(t_{sD} - t_{soil})(R_{insDE} + R_{soilDE}) - (t_{rc} - t_{soil})R_{int}}{(R_{insDE} + R_{soilDE})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{DE} \quad (3.54)$$

$$Q_{kCF} = \left[ \frac{(t_{sC} - t_{soil})(R_{insCF} + R_{soilCF}) - (t_{rf} - t_{soil})R_{int}}{(R_{insCF} + R_{soilCF})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{CF} \quad (3.55)$$

$$Q_{1sB1} = \left[ \frac{(t_{sB} - t_{soil})(R_{insB1} + R_{soilB1}) - (t_{r1} - t_{soil})R_{int}}{(R_{insB1} + R_{soilB1})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{B1} \quad (3.56)$$

$$Q_{1sF2} = \left[ \frac{(t_{sF} - t_{soil})(R_{insF2} + R_{soilF2}) - (t_{r2} - t_{soil})R_{int}}{(R_{insF2} + R_{soilF2})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{F2} \quad (3.57)$$

$$Q_{1sF3} = \left[ \frac{(t_{sF} - t_{soil})(R_{insF3} + R_{soilF3}) - (t_{r3} - t_{soil})R_{int}}{(R_{insF3} + R_{soilF3})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{F3} \quad (3.58)$$

$$Q_{1sD5} = \left[ \frac{(t_{sD} - t_{soil})(R_{insD5} + R_{soilD5}) - (t_{r5} - t_{soil})R_{int}}{(R_{insD5} + R_{soilD5})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{D5} \quad (3.59)$$

$$Q_{1sE6} = \left[ \frac{(t_{sE} - t_{soil})(R_{insE6} + R_{soilE6}) - (t_{r6} - t_{soil})R_{int}}{(R_{insE6} + R_{soilE6})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{E6} \quad (3.60)$$

$$Q_{1sE4} = \left[ \frac{(t_{sE} - t_{soil})(R_{insE4} + R_{soilE4}) - (t_{r4} - t_{soil})R_{int}}{(R_{insE4} + R_{soilE4})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{E4} \quad (3.61)$$

$$Q_{1s2f} = \left[ \frac{(t_{r2} - t_{soil})(R_{ins2f} + R_{soil2f}) - (t_{sF} - t_{soil})R_{int}}{(R_{ins2f} + R_{soil2f})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{2f} \quad (3.62)$$

$$Q_{1s3f} = \left[ \frac{(t_{r3} - t_{soil})(R_{ins3f} + R_{soil3f}) - (t_{sF} - t_{soil})R_{int}}{(R_{ins3f} + R_{soil3f})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{3f} \quad (3.63)$$

$$Q_{1s4e} = \left[ \frac{(t_{r4} - t_{soil})(R_{ins4e} + R_{soil4e}) - (t_{sE} - t_{soil})R_{int}}{(R_{ins4e} + R_{soil4e})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{4e} \quad (3.64)$$

$$Q_{1s6e} = \left[ \frac{(t_{r6} - t_{soil})(R_{ins6e} + R_{soil6e}) - (t_{sE} - t_{soil})R_{int}}{(R_{ins6e} + R_{soil6e})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{6e} \quad (3.65)$$

$$Q_{1sed} = \left[ \frac{(t_{re} - t_{soil})(R_{insed} + R_{soiled}) - (t_{sD} - t_{soil})R_{int}}{(R_{insed} + R_{soiled})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{ed} \quad (3.66)$$

$$Q_{1s5d} = \left[ \frac{(t_{r5} - t_{soil})(R_{ins5d} + R_{soil5d}) - (t_{sD} - t_{soil})R_{int}}{(R_{ins5d} + R_{soil5d})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{5d} \quad (3.67)$$

$$Q_{1sdc} = \left[ \frac{(t_{rdmix} - t_{soil})(R_{insdc} + R_{soildc}) - (t_{sC} - t_{soil})R_{int}}{(R_{insdc} + R_{soildc})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{dc} \quad (3.68)$$

$$Q_{1sfc} = \left[ \frac{(t_{rf} - t_{soil})(R_{insfc} + R_{soilfc}) - (t_{sC} - t_{soil})R_{int}}{(R_{insfc} + R_{soilfc})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{fc} \quad (3.69)$$

$$Q_{1sbc} = \left[ \frac{(t_{rc} - t_{soil})(R_{insbc} + R_{soilbc}) - (t_{sB} - t_{soil})R_{int}}{(R_{insbc} + R_{soilbc})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{bc} \quad (3.70)$$

$$Q_{1s1b} = \left[ \frac{(t_{r1} - t_{soil})(R_{ins1b} + R_{soil1b}) - (t_{sB} - t_{soil})R_{int}}{(R_{ins1b} + R_{soil1b})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{1b} \quad (3.71)$$

$$Q_{1sbg} = \left[ \frac{(t_{rb} - t_{soil})(R_{insbg} + R_{soilbg}) - (t_b - t_{soil})R_{int}}{(R_{insbg} + R_{soilbg})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{bg} \quad (3.72)$$

$$Q_{1sgh} = \left[ \frac{(t_{rG} - t_{soil})(R_{insgh} + R_{soilgh}) - (t_b - t_{soil})R_{int}}{(R_{insgh} + R_{soilgh})^2 - R_{int}^2} \right] (1 + \beta)L_{gh} \quad (3.73)$$

ku:

$t_{soil} = t_{tokës}$  - Temperatura mesatare e sipërfaqes se Tokës °C

$R_{insi} = \frac{1}{2\pi k_{insp}} \ln \frac{D_0}{D_{ii}}$  - Rezistenca termike e izolimit të segmentit të tubit, m°C/W

$k_{insp}$  - Përçueshmëria termike e tubit izolues 0.003 W/m°C

$D_0$  – Diametri i jashtëm i tubit të izolimit, m

$D_{ii}$  - Diametri i jashtëm i tubit pa izolim, m

$R_{soili} = \frac{1}{2\pi k_{soil}} \ln \frac{4 \left( H_{cmb} + \frac{k_{soil}}{h_{soil}} \right)}{D_0}$ , meqë  $hemb/D_0 \geq 2$ , Rezistenca termike e tokës në

segmentin gyporë, m°C/W

$k_{soil}$  – përçueshmëria e tokës, 1.2 W/m°C

$H_{cmb}$  – lartësia mesatare e tubit të gruposur, 1m

$h_{soil}$  – koeficienti i transmetimit të nxehtësisë nga ajri në sipërfaqen e tokës, 15 W/m<sup>2</sup>°C

$D_0$  – diametri i jashtëm i gypit me izolim, m

$R_{int} = \frac{1}{2\pi k_{soil}} \ln \sqrt{\frac{2 \left( H_{cmb} + \frac{k_{soil}}{h_{soil}} \right)^2}{L_p}} + 1$  - Rezistenca termike shtesë midis segmentit

të gypit të furnizimit dhe të atij kthyes, m°C/W

$L_p$  – distanca mesatare ne mes të tubit furnizues dhe kthyes, 0.6 m

$\beta$  - faktori i humbjes se nxehtësisë nga pajisja, 0.15

*Shënim:* Në krahasim me rezistencën termike të izolimit dhe të Tokës, rezistencat e sipërfaqes së brendshme dhe rezistencat e trashësisë së murit të tubit janë shume të vogla dhe për këtë arsye janë lënë pas dore në llogaritjen momentale.

### 3.3.3. Modeli i zonës

Për sistemin e NL, simulohen ndërtesat me zonat e pavarura të temperaturave (p.sh për gjashtë ndërtesa do të ketë 6 zona të pavarura):

$$t_{z1}, t_{z2}, t_{z3}, t_{z4}, t_{z5}, t_{z6}, \dots$$

Në këtë model do të merren parasysh humbja e nxehtësisë nga muret e jashtme, dritaret, tavanet, këmbimet e dyshemesë dhe ajrit të ndërtesave dhe fitimet e ngrohjes nga ngrohësit terminal, rrezatimi diellor nga dritarja, absorbimi i energjisë diellore nga muret dhe kulmet dhe burimet e brendshme të nxehtësisë për shkak të banuesve.

Rezultatet e ekuacionit të ekuilibrit të energjisë janë paraqitur me poshtë:

$$C_{z1} \frac{d(t_{z1})}{d\tau} = c_w u_{w1} m_{1d} (t_{s1} - t_{r1}) + Q_{gain1} - U_{en1} (t_{z1} - t_o) \quad (3.74)$$

$$C_{z2} \frac{d(t_{z2})}{d\tau} = c_w u_{w2} m_{2d} (t_{s2} - t_{r2}) + Q_{gain2} - U_{en2} (t_{z2} - t_o) \quad (3.75)$$

$$C_{z3} \frac{d(t_{z3})}{d\tau} = c_w u_{w3} m_{3d} (t_{s3} - t_{r3}) + Q_{gain3} - U_{en3} (t_{z3} - t_o) \quad (3.76)$$

$$C_{z5} \frac{d(t_{z5})}{d\tau} = c_w u_{w5} m_{5d} (t_{s5} - t_{r5}) + Q_{gain5} - U_{en5} (t_{z5} - t_o) \quad (3.77)$$

$$C_{z6} \frac{d(t_{z6})}{d\tau} = c_w u_{w6} m_{6d} (t_{s6} - t_{r6}) + Q_{gain6} - U_{en6} (t_{z6} - t_o) \quad (3.78)$$

$$C_{z4} \frac{d(t_{z4})}{d\tau} = c_w u_{w4} m_{4d} (t_{s4} - t_{r4}) + Q_{gain4} - U_{en4} (t_{z4} - t_o) \quad (3.79)$$

### 3.3.4. Modeli i ngrohësit

Ngrohësi terminal është një pajisje e rëndësishme në sistem sepse ndikon drejtpërdrejtë në efikasitetin e bartjes së nxehtësisë nga mediumi ngrohës në zonën e ajrit. Pra koeficienti momental i transmetimit së nxehtësisë së ngrohësit duhet të llogaritet.

Koeficienti i transmetimit së nxehtësisë së ngrohësit është funksion i shumë faktorëve. Ekuacionet janë treguar më poshtë:

$$U_{htr1} = f_1 Q_{1d} / [0.5(t_{s1} + t_{r1}) - t_{zd}]^{1+c_1} \quad (3.80)$$

$$U_{htr2} = f_2 Q_{2d} / [0.5(t_{s2} + t_{r2}) - t_{zd}]^{1+c_2} \quad (3.81)$$

$$U_{htr3} = f_3 Q_{3d} / [0.5(t_{s3} + t_{r3}) - t_{zd}]^{1+c_3} \quad (3.82)$$

$$U_{htr4} = f_4 Q_{4d} / [0.5(t_{s4} + t_{r4}) - t_{zd}]^{1+c_4} \quad (3.83)$$

$$U_{htr5} = f_5 Q_{5d} / [0.5(t_{s5} + t_{r5}) - t_{zd}]^{1+c_5} \quad (3.84)$$

$$U_{htr6} = f_6 Q_{6d} / [0.5(t_{s6} + t_{r6}) - t_{zd}]^{1+c_6} \quad (3.85)$$

Ku

$U_{htr1-6}$  - është koeficienti momental i transmetimit të nxehtësisë së ngrohësve 1-6,  $W/°C$

$f_{1-6}$  – është faktori i sigurisë për sipërfaqen e transmetimit të nxehtësisë nga ngrohësi

$c_i$  - është indeksi i modifikuar i koeficientit të transmetimit të nxehtësisë nga ngrohësi.

### 3.3.5. Modeli i murit të jashtëm

Transmetimi i nxehtësisë përmes murit të jashtëm të ndërtesës është modeluar me përdorimin e kyçjes së energjisë balancuese. Muri i jashtëm është i ndarë në disa nyje dhe ekuacionet e nyjeve janë shënuar.

Në këtë temë të gjitha muret e jashtme përbëhen nga tullat dhe izolimi, shtresat e tullave janë të ndara në 3 nyje. Në tërësi katër nyje të temperaturave janë përdorur për çdo mur. Për gjatë ndërtesat janë përdorur në tërësi 96 ekuacione të nyjeve.

Si në shembullin për ndërtesën p.sh 1, ekuacionet e nyjes për katër anë të murit janë përshkruar në vazhdim.

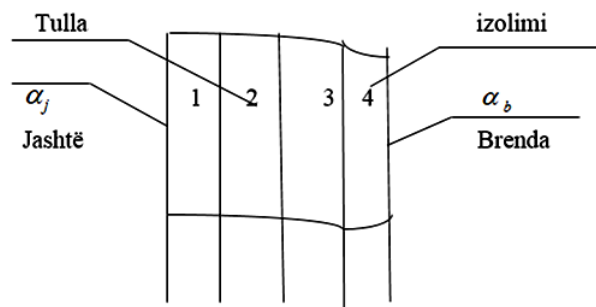


Fig.3.6. Muri i jashtëm

Muri jugor (ndërtesa 1):

$$C_{1wls1} \frac{d(t_{1wls1})}{d\tau} = U_{1wlo1} A_{1wls} (t_o - t_{1wls1}) + Q_{solwls1} + U_{1wl12} A_{1wls} (t_{1wls2} - t_{1wls1}) \quad (3.86)$$

$$C_{1wls2} \frac{d(t_{1wls2})}{d\tau} = U_{1wl12} A_{1wls} (t_o - t_{1wls2}) + U_{1wl23} A_{1wls} (t_{1wls3} - t_{1wls2}) \quad (3.87)$$

$$C_{1wls3} \frac{d(t_{1wls3})}{d\tau} = U_{1wl23} A_{1wls} (t_{1wls2} - t_{1wls3}) + U_{1wlf34} A_{1wls} (t_{1wls4} - t_{1wls3}) \quad (3.88)$$

$$C_{1wls4} \frac{d(t_{1wls4})}{d\tau} = U_{1wl34} A_{1wls} (t_{1wls3} - t_{1wls4}) + U_{1wlf4l} A_{1wls} (t_{z1} - t_{1wls4}) \quad (3.89)$$

Muri lindor (ndërtimi 1)

$$C_{1wle1} \frac{d(t_{1wle1})}{d\tau} = U_{1wlo1} A_{1wle} (t_o - t_{1wle1}) + Q_{solwle1} + U_{1wl12} A_{1wle} (t_{1wle2} - t_{1wle1}) \quad (3.90)$$

$$C_{1wle2} \frac{d(t_{1wle2})}{d\tau} = U_{1wl12} A_{1wle} (t_o - t_{1wle2}) + U_{1wl23} A_{1wle} (t_{1wle3} - t_{1wle2}) \quad (3.91)$$

$$C_{1wle3} \frac{d(t_{1wle3})}{d\tau} = U_{1wl23} A_{1wle} (t_{1wle2} - t_{1wle3}) + U_{1wlf34} A_{1wle} (t_{1wle4} - t_{1wle3}) \quad (3.92)$$

$$C_{1wle4} \frac{d(t_{1wle4})}{d\tau} = U_{1wl34} A_{1wle} (t_{1wle3} - t_{1wle4}) + U_{1wl4l} A_{1wle} (t_{z1} - t_{1wle4}) \quad (3.93)$$

Muri perëndimor (ndërtimi 1)

$$C_{1wlv1} \frac{d(t_{1wlv1})}{d\tau} = U_{1wlo1} A_{1wlv} (t_o - t_{1wlv1}) + Q_{solwlv1} + U_{1wl12} A_{1wlv} (t_{1wlv2} - t_{1wlv1}) \quad (3.94)$$

$$C_{1wlv2} \frac{d(t_{1wlv2})}{d\tau} = U_{1wl12} A_{1wlv} (t_o - t_{1wlv2}) + U_{1wl23} A_{1wlv} (t_{1wlv3} - t_{1wlv2}) \quad (3.95)$$

$$C_{1wlv3} \frac{d(t_{1wlv3})}{d\tau} = U_{1wl23} A_{1wlv} (t_{1wlv2} - t_{1wlv3}) + U_{1wlf34} A_{1wlv} (t_{1wlv4} - t_{1wlv3}) \quad (3.96)$$

$$C_{1wlv4} \frac{d(t_{1wlv4})}{d\tau} = U_{1wl34} A_{1wlv} (t_{1wlv3} - t_{1wlv4}) + U_{1wl4l} A_{1wlv} (t_{z1} - t_{1wlv4}) \quad (3.97)$$

Muri verior (ndërtimi 1)

$$C_{1wlv1} \frac{d(t_{1wlv1})}{d\tau} = U_{1wlo1} A_{1wlv} (t_o - t_{1wlv1}) + Q_{solwlv1} + U_{1wl12} A_{1wlv} (t_{1wlv2} - t_{1wlv1}) \quad (3.98)$$

$$C_{1wlv2} \frac{d(t_{1wlv2})}{d\tau} = U_{1wl12} A_{1wlv} (t_o - t_{1wlv2}) + U_{1wl23} A_{1wlv} (t_{1wlv3} - t_{1wlv2}) \quad (3.99)$$

$$C_{1wlv3} \frac{d(t_{1wlv3})}{d\tau} = U_{1wl23} A_{1wlv} (t_{1wlv2} - t_{1wlv3}) + U_{1wlf34} A_{1wlv} (t_{1wlv4} - t_{1wlv3}) \quad (3.100)$$

$$C_{1wlv4} \frac{d(t_{1wlv4})}{d\tau} = U_{1wl34} A_{1wlv} (t_{1wlv3} - t_{1wlv4}) + U_{1wl4l} A_{1wlv} (t_{z1} - t_{1wlv4}) \quad (3.101)$$

ku:

$C_{Iwl(s,e,w,n)(1,2,3,4)}$  – kapaciteti termik i shtresave 1,2,3,4 në murin jugor, lindje, perëndim, ose në murin verior të ndërtesës 1, J/°C

$U_{1wlo1}, U_{1wl12}, U_{1wl23}, U_{1wl34}, U_{1wl4l}$  - koeficienti i përgjithshëm i transmetimit të

nxehtësisë i nyjeve të mureve të jashtme prej jashtës në brendësi të ndërtesës  $1, W m^2 \text{ } ^\circ C$   
 $Q_{solwl(s,e,w)l}$  – Përfitimet e nxehtësisë nga rrezatimi diellor nga muri i jugut, lindjes ose perëndimit të ndërtesës 1,

### 3.4. Përgjigjet – reagimet e qarqeve të hapura të sistemit të përgjithshëm të NL

Me qëllim të testimit të vlefshmërisë së modelit të zhvilluar të sistemit të përgjithshëm të NL në kushte operative të ndryshme janë zgjedhur teste të qarqeve të hapura. Kushtet operative përfshijnë të dyjat kushtet e projektimit dhe kushtet normale. Temperatura e projektuar e ajrit të jashtëm është caktuar  $-15^\circ C$  gjatë periudhës së testimit. Të gjitha valvulat e balancuara në qarqet e degëzuara janë mbajtur në pozicionet e tyre fillestare të balancimit.

Bazuar në kushte të ndryshme operative, rezultatet janë pasqyruar nëpërmjet diagrameve për parametrat të tillë si temperatura e ujit të furnizimit, temperatura e ujit të kthimit, temperatura e dhomës dhe temperatura mesatare e dhomës.

Të dhënat hyrëse për testet e qarqeve të hapura përfshijnë parametrat e projektuar të sistemit, lakoret karakteristike të pajisjeve dhe parametrat e humbjes së nxehtësisë. Rezultatet e testeve të qarqeve të hapura janë diskutuar në vazhdim.

#### 3.4.1. Sistemet i përgjigjen kushteve të projektit pa fitime të brendshme të nxehtësisë

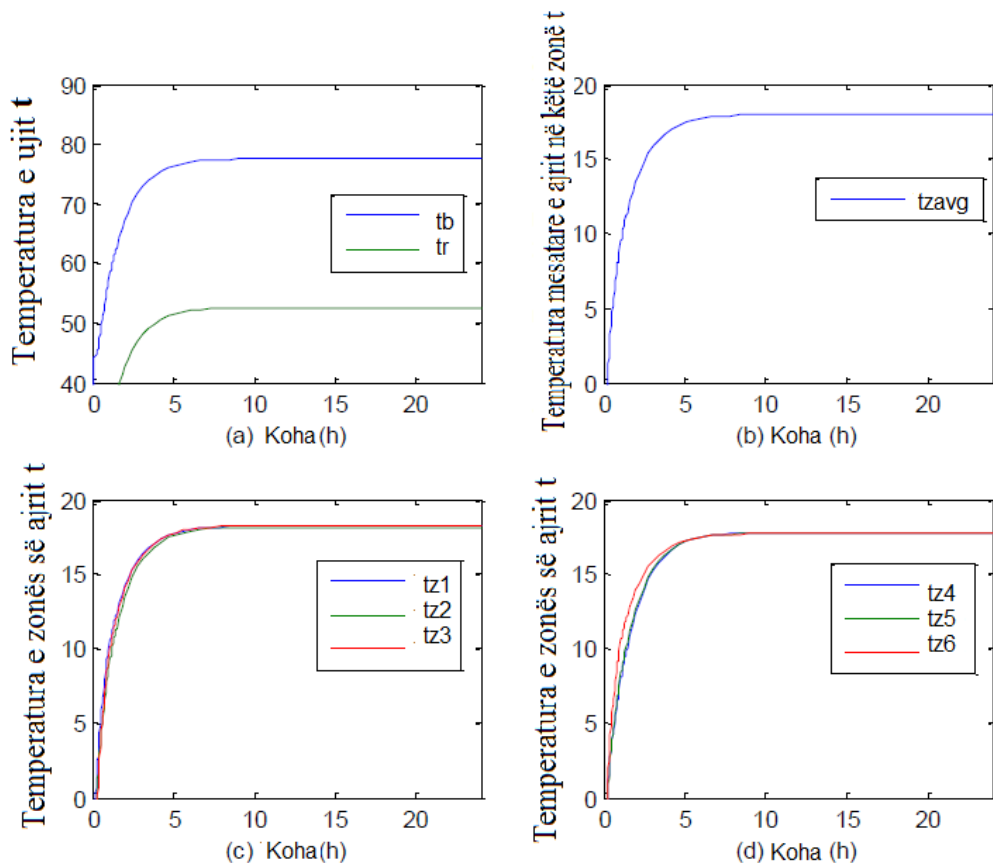


Fig.3.7. Temperaturat gjegjëse në kushtet e projektimit pa fitime të brendshme të nxehtësisë

Fig. 3.7 tregon temperaturat gjegjëse nën kushtet e projektimit. Në fund të 24 orëve, temperatura e furnizimit dhe e kthimit të ujit e arrijnë 77.5 °C respektivisht 52.6 °C, ashtu që temperatura mesatare e ajrit në të gjitha zonat është 18°C.

Këto temperatura e arrijnë gjendjen e qëndrueshme pas rreth 10 orësh. Kjo vonesë reflekton në shumën e kapacitetit termik të sistemit. Për me tepër, në gjashte orët e para, temperaturat e zonës së ajrit kanë reagime - përgjigje të ndryshme sepse kapaciteti i çdo ndërtese është i ndryshëm.

Reagimet e qarqeve të hapura janë prezantuar në fig.3.7, që korrespondojnë me kushtet vijuese të operimit. Temperatura e ajrit të jashtëm -15°C është mbajtur konstante, nuk ka fitime të nxehtësisë nga rrezatimi diellor dhe nga burimet e brendshme të nxehtësisë, nuk ka humbje të nxehtësisë nga tubat dhe nuk ka rrjedhje të ujit. Për me tepër të gjitha valvulat kontrolluese janë në pozite plotësisht të hapur.

Në mënyrë që të mbahen temperaturat e ajrit të zonave në temperaturën e projektuar 18 °C, vlera kontrolluese e lëndës djegëse hyrëse është caktuar në 0,768.

### 3.4.2. Reagimet e sistemit nën kushtet e projektimit pa fitime të brendshme të nxehtësisë por me humbje të nxehtësisë nga gypat

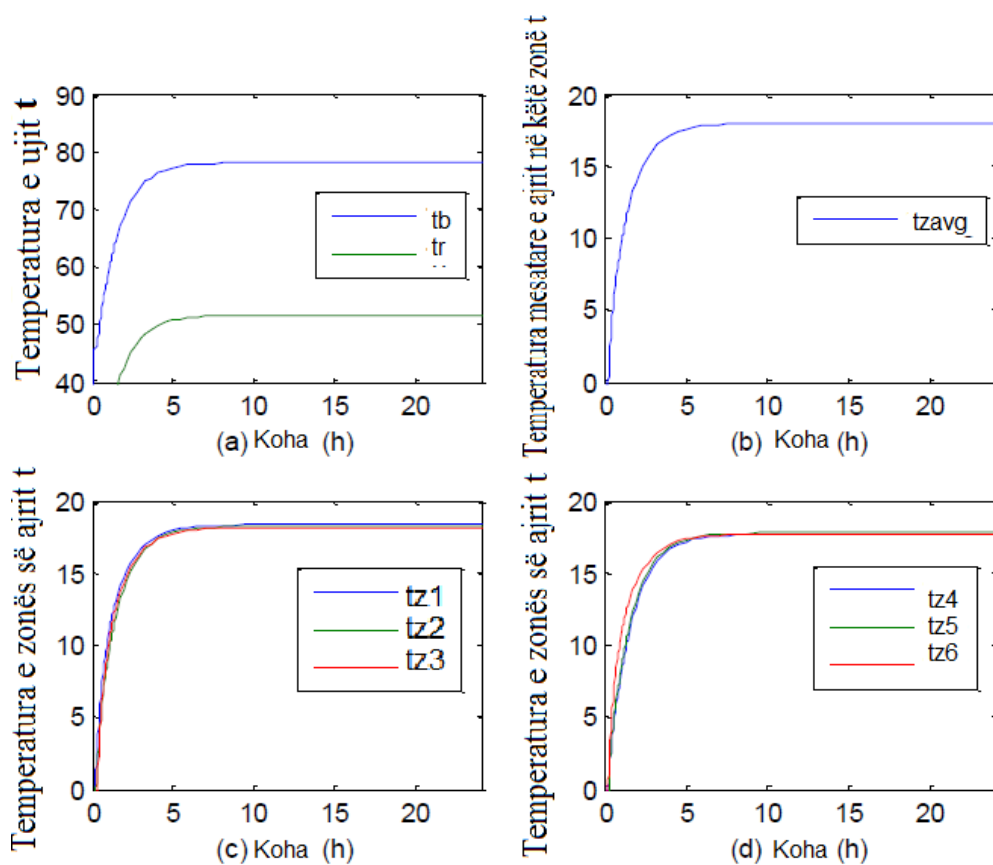


Fig.3.8. Temperaturat i përgjigjen në kushte të projektimit pa shtim të ngrohjes por me humbje të nxehtësisë nga gypat.



Reagimet e temperaturave për këtë rast janë përshkruar në fig.3.8, nën gjendje të qëndrueshme, temperaturat e ujit të furnizimit dhe kthimit arrijnë 78.1 °C respektivisht 51.6°C. Në këtë rast, temperatura e ujit të furnizimit është më e lartë dhe temperatura e ujit të kthimit më e ulët sesa testi i mëparshëm (fig.3.7), për shkak të humbjes së nxehtësisë nga sistemi.

Kushtet e testit për këtë simulim mbeten të njëjta si në rastin e mëparshëm (fig.3.7), përveç futjes së normës së derdhjes së ujit prej 1.2 %. Humbjet e nxehtësisë po ashtu janë përfshirë. Kontrolli i sasisë hyrëse të karburantit për ngrohjen e zonës në 18°C është gjetur të jetë 0.813. Kjo paraqet një rritje në konsumin e energjisë për kompensimin e humbjeve në tubë prej sistemit.

### 3.4.3. Reagimet e sistemit nën kushtet e projektimit me fitimet e nxehtësisë dhe humbjet e nxehtësisë në tuba

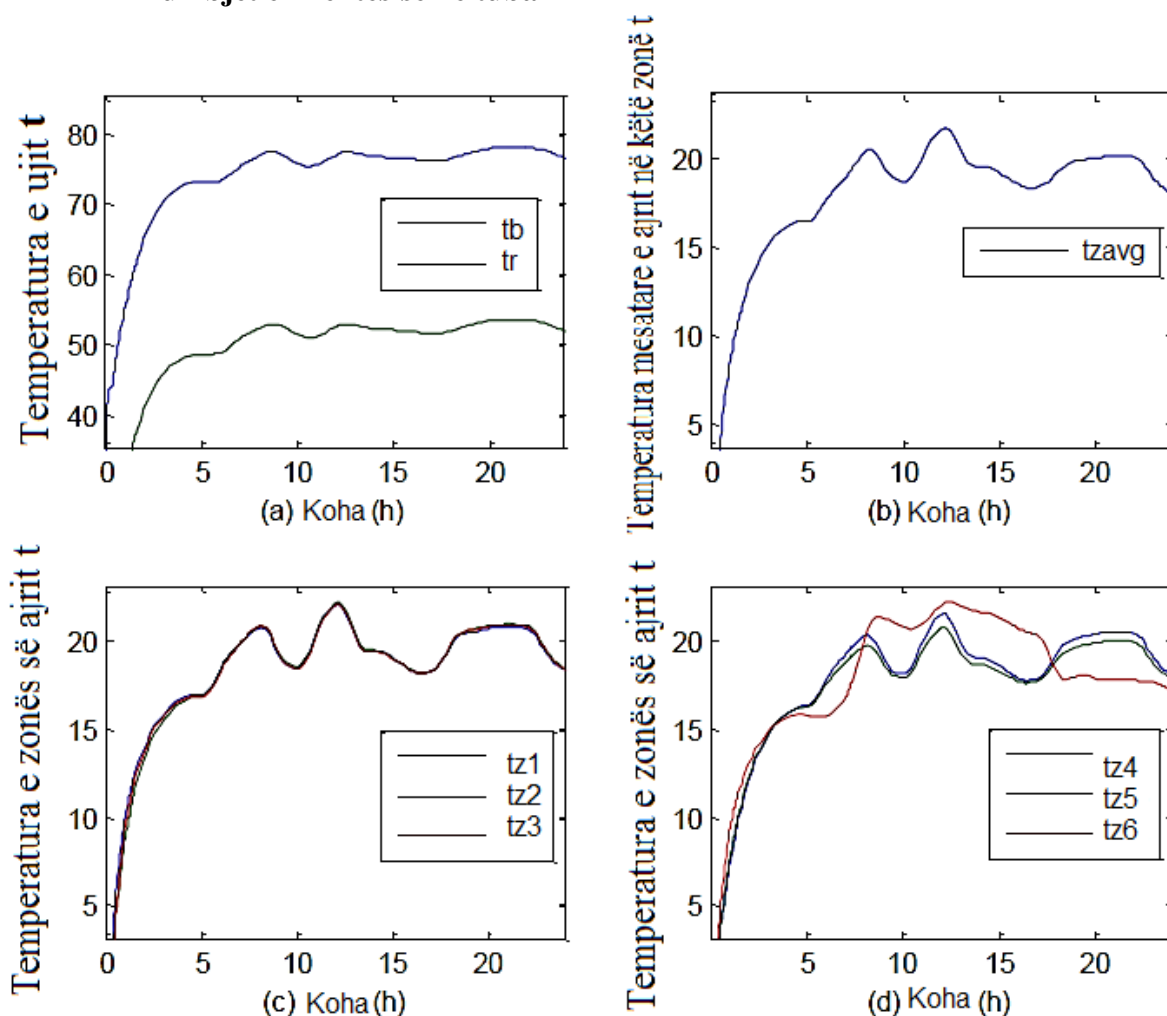


Fig.3.9. Reagimet e temperaturave nën kushte e projektimit me fitimet e nxehtësisë dhe humbjet e nxehtësisë në gypa

Reagimet e temperaturave për këtë rast janë përshkruar në fig.3.9. Meqë norma e

rrjedhjes në masë e ujit dhe kontrollet e karburantit hyrës janë konstante në këtë gjendje, temperaturat padyshim do të ndryshojnë me ndryshimet në ngarkesën termike.

Në fig. (d), trendi i temperaturës së zonës 6 është e ndryshme nga zonat tjera për shkak të efektit të fitimit të brendshëm të nxehtësisë. Arsyja është se ndërtesa 6 është ndërtesë komerciale me fitimet e brendshme të theksuara të nxehtësisë dhe ndërtesat tjera janë ndërtesa banimi.

### 3.4.4. Reagimet e ditëve tipike me fitimet dinamike termike dhe humbjet në tuba

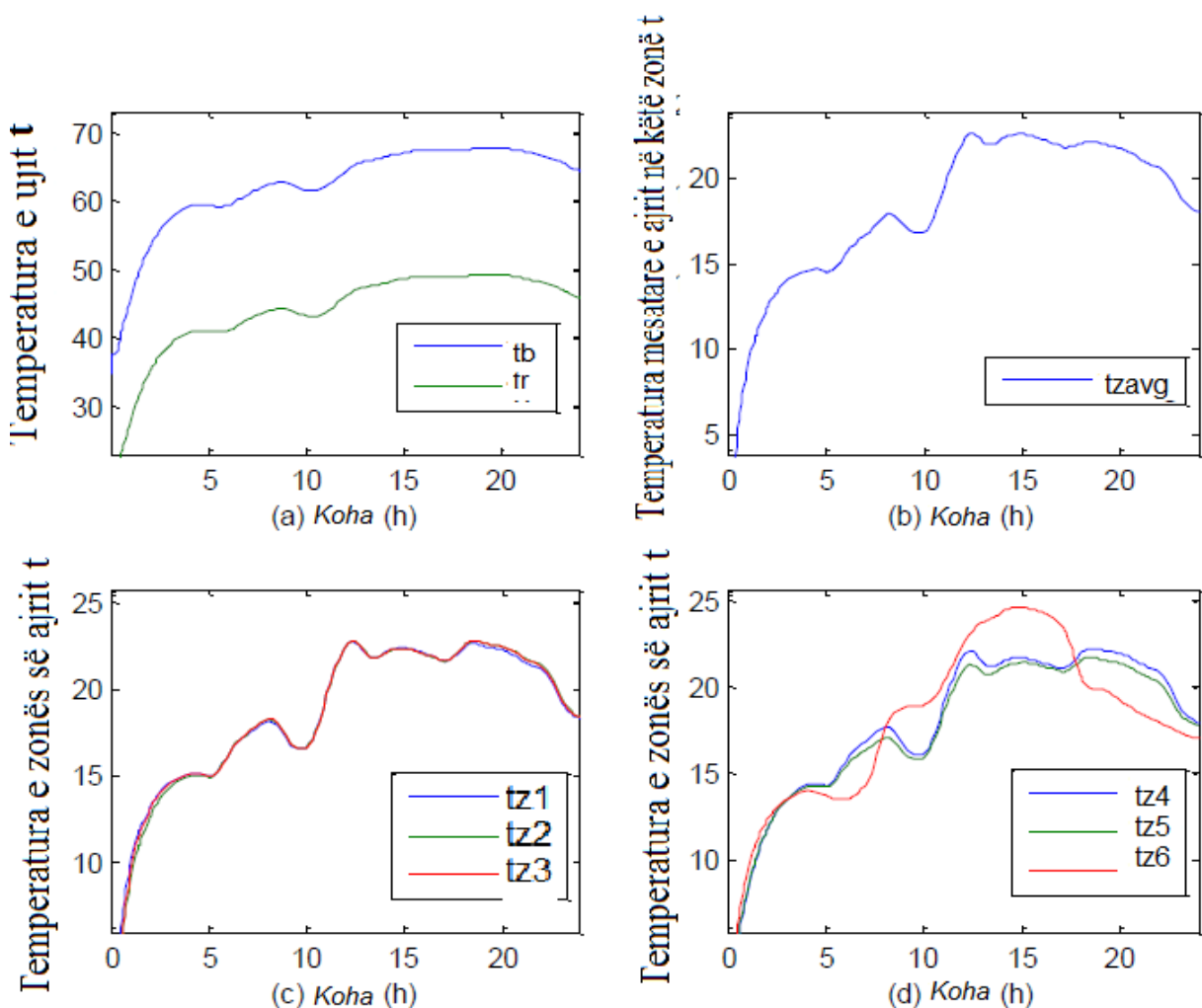


Fig.3.8. Reagimet e temperaturave në kushte normale me fitimet e nxehtësisë dhe humbjet e nxehtësisë në tuba

Reagimet e një dite tipike me fitimet e nxehtësisë dhe humbjet e nxehtësisë në tuba janë përshkruar në fig3.10. Krahasuar me fig.3.9, ndryshimet e ngarkesës termike të shkaktuara nga temperatura e jashtme do të ndikojnë në trendët e temperaturës gjegjëse. Niveli i temperaturës së ajrit të zonës ndryshon në këtë figurë dhe është më e madhe se në fig.3.8, për shkak të efektit të imponuar të ndryshimit të temperaturës së jashtme dhe fitimeve të brendshme

të nxehtësisë.

Kushtet e testit për këtë rast janë shënuar më poshtë:

Temperatura e ajrit të jashtëm korrespondon me të dhënat tipike të një dite, norma e rrjedhjes - derdhjes së ujit është 1.2 %, burimet e fitmeve të nxehtësisë nga dielli dhe nga ato të brendshme janë përdorur për tu simuluar në kushte reale të ndërtimit. Kontrolli i karburantit hyrës është caktuar të jetë 0.619. Në këtë rast të gjitha valvulat janë tërësisht të hapura.

### **3.5. Përmbledhje e rezultateve nga modeli fizik**

Modeli fizik i sistemit të NL është projektuar dhe përfshin të gjitha pajisjet kryesore si kaldaja, tubi shpërndarës, valvulat kontrolluese dhe të balancimit, pompat qarkulluese dhe furnizuese të ujit dhe ngrohësit terminal. Është prezantuar një metodë e thjeshtuar e projektimit për madhësinë e pajisjes.

Për më tepër është zhvilluar një model dinamik i sistemit të NL. Ky model përfshin një model të kaldajës, modelin e temperaturës së ujit të furnizimi dhe të kthimit, modelin e zonës, modelin e ngrohësit dhe modelin e mureve të jashtme. Këto modele mund të simulojnë efektin e ndryshimit të ngarkesës siç janë temperatura e jashtme, rrezatimi diellor, fitimet e brendshme të nxehtësisë dhe rrjedhjet-derdhjet e ujit në reagimet dalëse të sistemit.

Qarqet e hapura janë analizuar në kushte të ndryshme me parametrat hyrës të ndryshëm. Rezultatet e reagimit të temperaturës janë prezantuar në këtë kapitull.

Ky model simulimi është i dobishëm për të gjetur lidhjen mes temperaturave të jashtme të ajrit, temperaturës së ujit furnizues në kaldajë, temperaturës së ujit kthyes dhe temperaturës së ajrit të zonës.

## 4. MODELIMI HIDRAULIK

### 4.1. Hyrje

Rrjeti i tubacionit për transportin dhe shpërndarjen e ujit të nxehtë nga burimi i nxehtësisë të përdoruesi është më tepër e nevojshëm në sistemin e NL. Përformanca e rrjetit është e bazuar në parametrat e ndryshëm hidraulik siç janë: presioni i ujit, sasia e rrjedhjes në masë, lartësia e shtypjes së pompës së qarkullimit, hapja e valvulës balancuese etj.

Një model që përshkruan marrëdhëniet midis këtyre parametrave është i nevojshëm për ndërtimin e një strategjie të optimizimit të kontrollit për të arritur kursimin e energjisë.

Bazuar në balancin e shtypjes së ujit, niveli i mirë i presionit dhe pozita e hapjes së valvulës balancuese mund të përcaktohen duke përdorur modelin hidraulik të sistemit të ngrohjes në largësi, të zhvilluara në këtë kapitull.

Ky model do të fokusohet në shtypjen e ujit në çdo nyje brenda rrjetit të tubacioneve dhe në rënien e shtypjes nëpër çdo pajisje të rëndësishme si valvulat kontrolluese, valvulat balancuese dhe ngrohësit terminal. Së pari është e nevojshme të llogaritet shpërndarja e shtypjes së ujit në tubacione brenda sistemit në mënyrë që të përcaktohet marrëdhënia ndërmjet lartësisë së shtypjes dhe gjatësisë së tubit të pompës qarkulluese. Së dyti është më rendësi të llogaritet rënia e shtypjes në tërë valvulën balancuese me qëllim të gjetjes së marrëdhënies ndërmjet rënies së shtypjes nëpër valvulat balancuese dhe temperaturës së jashtme. Së fundi, do të përcaktohet marrëdhënie midis hapjes së valvulës balancuese dhe temperaturës së jashtme.

Në këtë kapitull, llogaritjet hidraulike janë kryer në mënyrë që të përcaktohen lartësitë e shtypjeve të nevojshme të pompës brenda rrjetit të tubacioneve.

Lartësitë e shtypjes së pompës duhet të jenë mjaftë të larta për të siguruar rrjedhje të mjaftueshme të ujit të nxehtë në ngrohësin terminal në mënyrë për të kënaqur nevojat e ngrohjes së përdoruesve. Por kjo nuk duhet të jetë shumë e lartë, sepse lartësia e shtypjes së tepërt do të jetë e ngulfatur nga valvulat e kontrollit të rrjedhjes dhe një operacion i tillë qon në humbjet e panevojshme të energjisë.

Metoda e gjendjes së qëndrueshme hidraulike do të përdoret për të llogaritur parametrat hidraulik në këtë model. Në sistemin e ngrohjes në largësi, gjendjet kalimtare termike janë të ngadalshme me konstanten kohore sipas kohës në orë. Gjatë këtyre periudhave kohore, uji në tubacion mund të konsiderohet të jetë i pangjeshëm në lidhje me ndryshimet e shtypjes për shkak të shpejtësisë e shtypjes së valëve është shumë e shpejtë. Shpejtësia e rrjedhjes në tubacione është e caktuar në këtë temë prej 1.2 m/s në 1.7 m/s. Bazuar në supozimin e mësipërm, parametrat e rrjetit hidraulikë të tillë si shtypja dhe norma e rrjedhjes në kuadër të rrjetit të tubacionit është llogaritur duke shfrytëzuar rregullat klasike të gjendjes së qëndrueshme hidraulike.

Rënia e presionit do të llogaritet për shkak të fërkimit dhe humbjeve lokale. Diametri, gjatësia, vrazhdësia absolute e murit të brendshëm të tubit, dendësia e ujit dhe të dhënat e viskozitetit kinematik janë caktuar për secilin segment. Faktorët e fërkimit lokal të gypave kryesorë dhe tubave të degëzuar janë caktuar në çdo segment dhe ato janë 0,2 respektivisht 0.3.

Marrë në konsideratë lartësinë e ndërtesës dhe kufizimet tjera të shtypjes, shtypja më e ulët e ujit do të zgjedhet në pikën e ujit furnizues me qëllim për mbajtjen e qarkullimit normal

të ujit të furnizimit dhe të kthimit. Në këtë model, shtypja e ujit në pikën e ujit furnizues do të jetë 253000 Pa.

Të gjitha pikat e shtypjes rreth valvulave kontrolluese do të ndëlidhen me masën gjegjëse të normës së rrjedhjes së ujit. Bazuar në rëniën e shtypjes së valvulave balancuese 6 si qarku më i keq (fig.4.1), pikat e shtypjes së valvulave tjera balancuese do të llogariten në qarqet tjera. Si shtesë do të caktohet pozita e hapjes së valvulave balancuese.

## 4.2. Modelimi hidraulik

Bazuar në normën e rrjedhjes në masë të ujit dhe parametrat fizik të sistemit siç janë: diametri, gjatësia, vrazhdësia, etj., shpërndarja e shtypjes së ujit në gjithë sistemin e ujit të nxehtë është llogaritur në kushte të ndryshme të temperaturës së jashtme. Për më shumë, rënia e shtypjes rreth valvulave balancuese dhe marrëdhëniet me temperaturën e jashtme janë paraqitur edhe në këtë kapitull.

### 4.2.1. Modeli i shtypjes së ujit të sistemit të NL

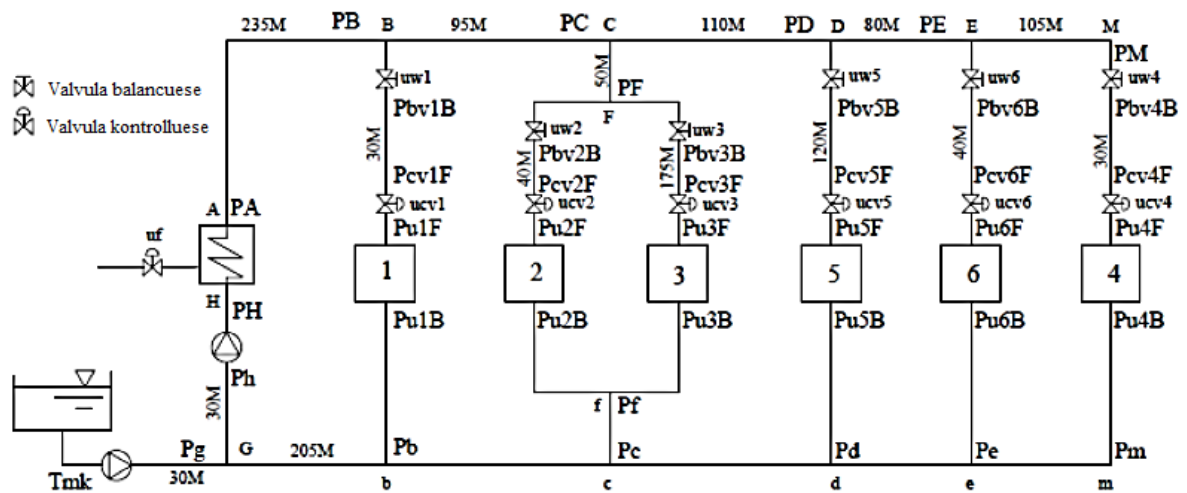


Figura 4.1. Diagrami skematik i rrjetit të sistemit hidraulik

Presionet e ujit në pika të ndryshme në këtë sistem të ngrohjes do të llogariten me një presion të ujit prej 253 KPa në pikën e ujit furnizues.

Në një sistem të mbyllur, cikli integral i pikave të presion është i barabartë me zero. Gjithashtu lartësia e presionit të kërkuar të pompës qarkulluese është e barabartë me shumën e presionit në qarkun më të keq.

Për shembull: për qarkun 6 (figura 4.1), presioni i kërkuar i lartësisë së presionit të pompës qarkulluese  $H_{roq}$  është llogaritur si me poshtë:

$$H_{roq} = \sum_{i=1}^{11} WR_i + PD_{bv6sp} + WR_{u6} + WR_{cv6} + WR_b \quad (4.1)$$

ku

$H_{roq}$  – Lartësia e presionit të kërkuar të pompës qarkulluese, Pa

$\sum_{i=1}^{11} WR_i$  - Shuma e rezistencës së ujit prej 11 segmenteve të tubave në nyjen 6, Pa

$PD_{bv6sp}$  - Pika rënëse e presionit të caktuar të valvulës balancuese 6, është caktuar këtu në 20KPa.

$WR_{u6}$  - Rezistenca e ujit të ngrohësit terminal 6, Pa

$WR_{cv6}$  - Rezistenca e ujit të valvulës kontrolluese 6, Pa

$WR_b$  - Rezistenca e ujit të kaldajës, Pa

Humbjet e fërkimit në tuba janë të varur nga gjendja e rrjedhës së fluidit të tilla si laminare - kalimtare - turbulente siç është përcaktuar nga Numri Reynoldsi  $Re$ . Për këtë qëllim, koeficienti i ndryshëm i fërkimit të  $\lambda$  është zgjedhur për të llogaritur rezistencën e ujit në secilin segment të tubit dhe fërkimin lokal të pajisjes në segmentin e tubave. Procedura e llogaritjes është prezantuar në shembullin e mëposhtëm:

Për segmentin tubor AB nga pika A në B (figura 4.1), shpejtësia e ujit  $w_{wAB}$  është llogaritur nga ekuacioni i paraqitur më poshtë:

$$w_{wAB} = 4m_{AB} / (\rho_w \pi D_{iAB}^2) \quad (4.2)$$

Ku

$w_{wAB}$  - Shpejtësia e ujit në segmentin AB të tubit, m / s

$m_{AB}$  - Shkalla e rrjedhjes masore të ujit në segmentin AB të tubit, kg / s

$\rho_w$  - Dendësia e ujit në temperaturën mesatare të ujit në segmentin AB të tubit, kg / m<sup>3</sup>

$D_{iAB}$  - Diametri i brendshëm të segmentit AB të tubit, m.

Numri Reynolds  $Re$  është përkufizuar nga raporti i presionit dinamik  $\rho_w w_{wAB}^2$  dhe nga sforcimi tërthor ( $\mu V_{wab} / D_{hab}$ ), për segmentin AB të tubit mund të shprehet si:

$$Re = \rho_w w_{wAB} D_{hAB} / \mu = w_{wAB} D_{hAB} / \nu \quad (4.3)$$

ku

$D_{hAB}$  - Diametri hidraulik i segmentit AB të tubit, është i barabartë me diametrin e brendshëm  $D_{iAB}$  – të segmentit AB të tubit

$\mu$  - Viskoitetit dinamik në temperaturën mesatare në Ns / m<sup>2</sup>

$\nu$  - Viskoitetit kinematik në temperaturë mesatare në m<sup>2</sup>/s.

Koeficienti i fërkimit  $\lambda$  mund të shprehet si:

$$\text{Nëse } Re \leq 2300, \quad \lambda = 64 / Re \quad (4.4)$$

$$\text{Nëse } 2300 < Re < 10^5, \quad \lambda = 0.3164 / Re^{0.25} \quad (4.5)$$

$$\text{Nëse } Re \geq 10^5, \quad \lambda = 0.11 (K / D_h)^{0.25} \quad (4.6)$$

ku

$D_h$  - Diametri hidraulik i segmentit të tubit në m, është i barabartë me diametrin e brendshëm të tubit  $D_i$ .

$K$  - Vrazhdësia absolute brenda murit të tubit, e supozuar 0.0005m për të gjitha tubacionet e shpërndarjes së ujit të nxehtë.

Raporti i rezistencës së ujit të segmentit AB të tubit mund të shprehet si:

$$R_{pab}=6.25 \times 10^{-8} \lambda (3600 m_{AB})^2 / (\rho_w D_{iAB}^5) \quad (4.7)$$

ku

$R_{pab}$  - Raporti i rezistencës së ujit të segmentit tub AB, në Pa / m

$R_{eAB}$  - Numri Reynoldsit

Rezistenca e ujit e segmentit AB të tubit mund të llogaritet si:

$$WR_{AB}=L_{AB}(1+\alpha)R_{pAB} \quad (4.8)$$

ku

$\alpha = 0.2$ , shkalla e vogël e fërkimit të segmentit AB të tubit. Është supozuar të jetë 0.2 dhe 0.3 për segmentet e gypave kryesore përkatësisht dhe për tubat e degëzuar.

Rezistenca e ngrohësit terminal 6 dhe të kaldajëa janë llogaritur si më poshtë:

$$WR_{u6}=(u_{cv6}u_{bv6})^2WR_{u6d} \quad (4.9)$$

$$WR_b=(m_{AB}/m_{ABd})^2WR_{bd} \quad (4.10)$$

ku

$u_{cv6}$  - Shkalla e normalizuar e rrjedhjes nëpërmjet valvulës kontrolluese 6

$u_{bv6}$  - Shkalla e normalizuar e rrjedhjes përmes valvulës balancuese 6

$WR_{u6d}$  - Rezistenca e ujit të ngrohësit terminal 6 nën kushtet e projektimit, Pa

$m_{AB}$  - Shkalla aktuale e rrjedhjes masore të ujit në segmentin AB të tubit, kg / s

$m_{ABd}$  - Shkalla e projektuar e ujit të rrjedhës në masë në segmentin AB të tubit, kg / s

$WR_{bd}$  - Rezistenca e ujit të kaldajës nën kushte të projektimit, Pa

Rezistenca e ujit  $WR_{cv6}$  e valvulës kontrollues 6 mund të shprehet si:

$$WR_{cv6}=5u_{cv6}^{-1} m_{e6}^2 / (2\delta_w(\pi/4D_{icv6}^2)^2) \quad (4.11)$$

ku

$m_{E6}$  - Shkalla aktuale e ujit frontal të rrjedhjes masore në valvulën kontrolluese 6, në kg/s

$D_{icv6}$  - Diametri i brendshëm i valvulës kontrolluese 6, në m.

Duke përdorur ekuacionet e mësipërme, shpërndarja e presionit të ujit në tubacione është llogaritur dhe është treguar më poshtë nën kushte të ndryshme të ngarkesës. Kushtet e ndryshme të ngarkesës janë simuluar në disa temperatura të jashtme. Në çdo temperaturë të jashtme, simulimi është bërë për të përcaktuar kontributin hyrës të karburantit të kaldajës e cila mban ajrin e zonës me temperaturë në 18 °C. Në këto kushte, në sistem janë përcaktuar normat përkatëse rrjedhëse në masë dhe të shpërndarjes me presion. Këto rezultate janë paraqitur në katër kushte të ndryshme të temperaturës së ajrit të jashtëm (-15 °C, -10 °C, -5 °C dhe 0 °C).

1. Në kushtet e projektimit, temperatura e ajrit të jashtëm  $t_o = -15 \text{ }^\circ\text{C}$ , temperatura e ujit kaldajë është  $78,17 \text{ }^\circ\text{C}$  (hyrja në kaldajë e karburantit  $=0.813$ ); valvulat kontrolluese janë tërësisht të hapura  $u_{wi}=1$  për të arritur pikën zonale të temperaturës së ajrit të caktuar në  $18 \text{ }^\circ\text{C}$ .

ku:

$$u_{wi} = u_{cvi} u_{bvi},$$

$U_{wi}$  - Shkalla e rrjedhjes normalizuar në të gjithë sistemin e NL

$u_{cvi}$  - Shkalla e rrjedhjes normalizuar në valvulat kontrolluese

$u_{bvi}$  - Shkalla e rrjedhjes normalizuar në valvulat balancuese.

Shpërndarja e presionit të ujit e arritur në kushtet e projektuara është përshkruar në figurën 4.

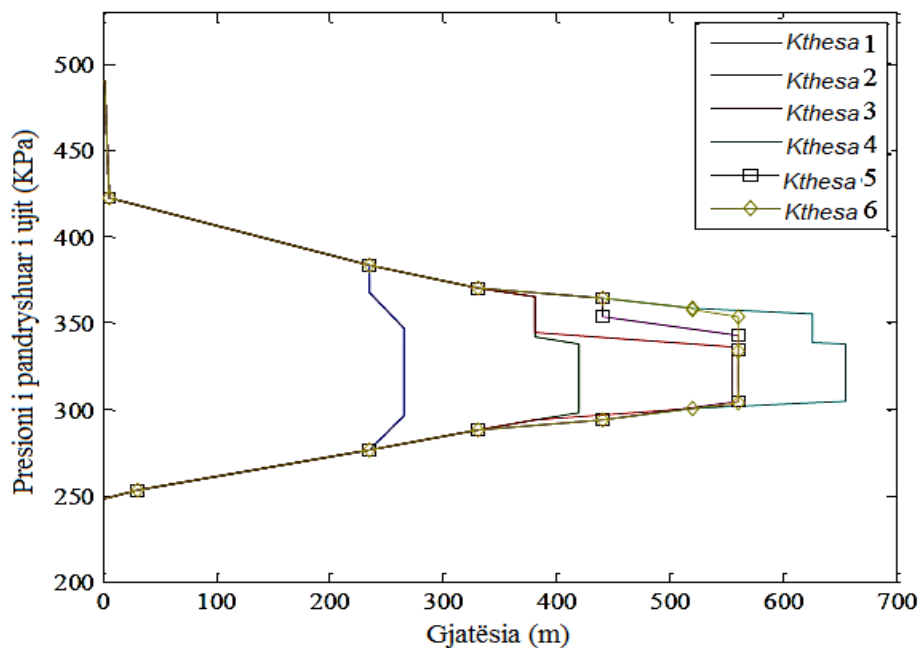


Fig.4.2. Shpërndarja e shtypjes së ujit me  $U_{wi}=1$

2. Simulimi i dytë është bërë në kushtet e mëposhtme: temperatura e jashtme e ajrit  $t_o = -10 \text{ }^\circ\text{C}$ , dhe temperatura e ujit në kaldajë mbahet konstante në  $78,17 \text{ }^\circ\text{C}$  (hyrja e karburantit në kaldajë  $u_f=0.712$ ); dhe hapja e valvulave kontrolluese  $U_{wi}=0.602$  për të arritur pikën e zonës së caktuar të temperaturës së ajrit  $18 \text{ }^\circ\text{C}$ . Rezultatet janë paraqitur në figurën 4.3.



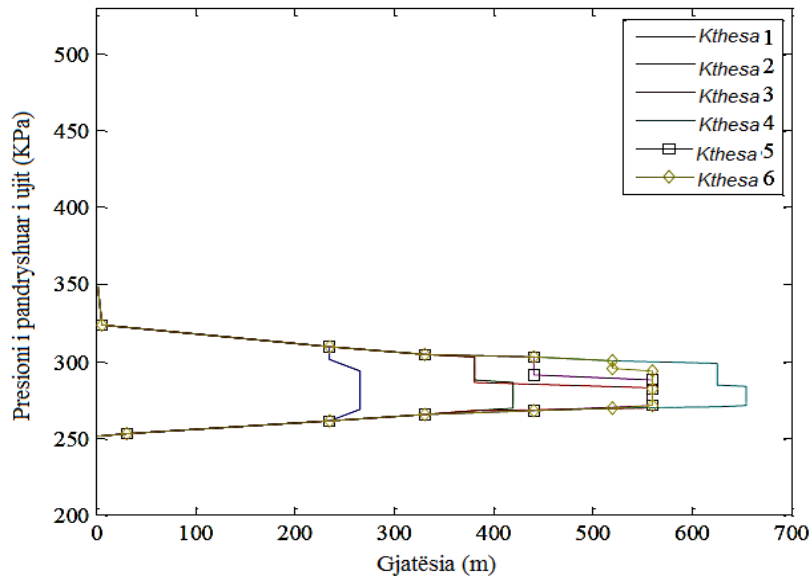


Fig.4.3. Shpërndarja e shtypjes së ujit me  $U_{wi}=0.602$

3. Simulimi i tretë është bërë me një temperaturë të jashtme e ajrit  $t_0 = -5\text{ }^\circ\text{C}$ , temperatura e ujit në kaldajës është konstante  $78,17\text{ }^\circ\text{C}$  (hyrja e karburantit në kaldajë  $U_f = 0.624$ ); Hapja e valvulave kontrolluese  $u_{wi} = 0.376$  është e nevojshme për të arritur temperaturën e zonës së ajrit në pikën e caktuar prej  $18\text{ }^\circ\text{C}$ . Shpërndarja e presionit është treguar në figurën 4.4.

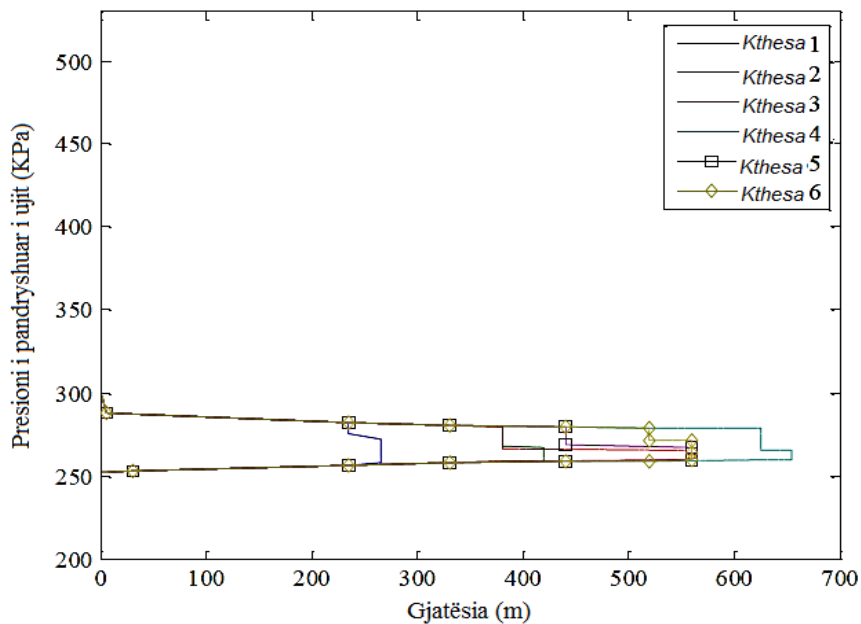


Fig.4.4. Shpërndarja e shtypjes së ujit me  $U_{wi}=0.376$

4. Së fundi, simulimi i katërt është bërë me temperaturën e ajrit të jashtëm  $t_0 = 0\text{ }^\circ\text{C}$ , temperatura e ujit në kaldajë është konstante  $78,17\text{ }^\circ\text{C}$  (hyrja e karburantit në kaldajë)  $u_f = 0.545$ ); Hapja e valvulave kontrolluese të  $U_f = 0.238$  është e nevojshme për të arritur zonën e ajrit të temperaturës së ajrit në pikën e caktuar  $18\text{ }^\circ\text{C}$ . Rezultatet përkatëse janë përshkruar në figurën 4.5.

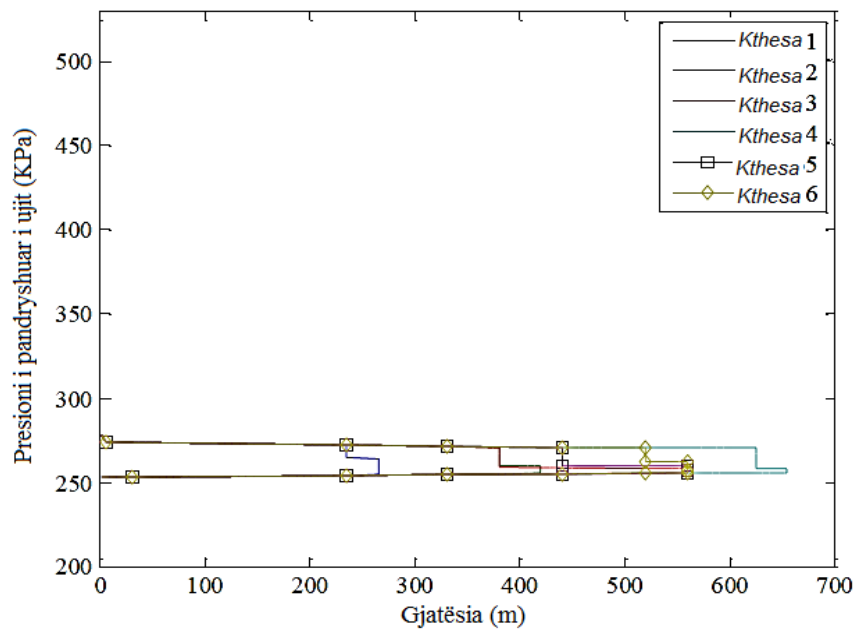


Figura 4.5. Shpërndarja e shtypjes së ujit me  $u_{wi}=0.238$

Nga figurat e treguara më sipër, mund të shihet se rënia e presionit të ujit është në funksion të gjatësisë së tubacionit të rrjetit. Kjo mund të vërehet se pasi norma e rrjedhës në masë të ujit është në rënie me mbylljen e valvulave, edhe rënia e presionit ulet. Për këtë qëllim, lartësia e kërkuar e presionit të ujit të pompës qarkulluese mund të ndryshojë shumë shkallën e dëshiruar të rrjedhjes masore të ujit duke përdorur një strategji të përshtatshme të kontrollit. Është gjithashtu e qartë nga krahasimi i figurave 4.2-4.5, rëniat e presionit në unazë apo si pozicionet alternative të valvulave mund të jenë ndërlidhur me temperaturën e ajrit të jashtëm e cila drejtpërsëdrejti ndikon në ngarkesën e ngrohjes së ndërtesave dhe ndikon kënaqshëm në të zgjedhjen e pikës së caktuar të normës së rrjedhjes në masë të ujit. Një marrëdhënie e tillë është hulumtuar në rezultatet e mëposhtme.

#### 4.2.2. Rënia e presionit të ujit në valvulën balancuese

Bazuar në rëniën të presionit të valvulave balancuese në qarkun më të keq, të gjitha qarqet tjera me rënie të presionit në valvula balancuese mund të llogariten si më poshtë:

$$PD_{bv1} = (WR_{BC} + WR_{CD} + WR_{DE} + WR_{E6} + PD_{bv6} + WR_{cv6} + WR_{u6} + WR_{6c} + WR_{ed} + WR_{de} + WR_{cb}) - (WR_{B1} + WR_{cv1} + WR_{u1} + WR_{fc}) \quad (4.12)$$

$$PD_{bv2} = (WR_{CD} + WR_{DE} + WR_{E6} + WR_{E6} + PD_{bv6} + WR_{cv6} + WR_{u6} + WR_{6c} + WR_{ed} + WR_{de} + WR_{cb}) - (WR_{CF} + WR_{F3} + WR_{u3} + WR_{2f} + WR_{fc}) \quad (4.13)$$

$$PD_{bv3} = (WR_{CD} + WR_{DE} + WR_{E6} + WR_{E6} + PD_{bv6} + WR_{cv6} + WR_{u6} + WR_{6c} + WR_{ed} + WR_{de}) - (WR_{CF} + WR_{F3} + WR_{cv3} + WR_{u3} + WR_{3f} + WR_{fc}) \quad (4.14)$$

$$PD_{bv4} = (WR_{E6} + PD_{bv6} + WR_{cv6} + WR_{u6} + WR_{6c}) - (WR_{E4} + WR_{cv4} + WR_{u4} + WR_{4e}) \quad (4.15)$$

$$PD_{bv5} = (WR_{DE} + PD_{E6} + WR_{bv6} + WR_{cv6} + WR_{u6} + WR_{6c} + WR_{ed}) - (WR_{D5} + WR_{cv5} + WR_{u5} + WR_{5d}) \quad (4.16)$$

Rëniet e presionit të valvulave kontrolluese të kërkuara në ekuacionet e mësipërme janë llogaritur duke përdorur ekuacionet e dhënë më poshtë:

$$WR_{cv1} = 5u_{cv1}^{-1} m_{B1}^2 / (2p_w (\pi/4D_{icv1}^2)^2) \quad (4.17)$$

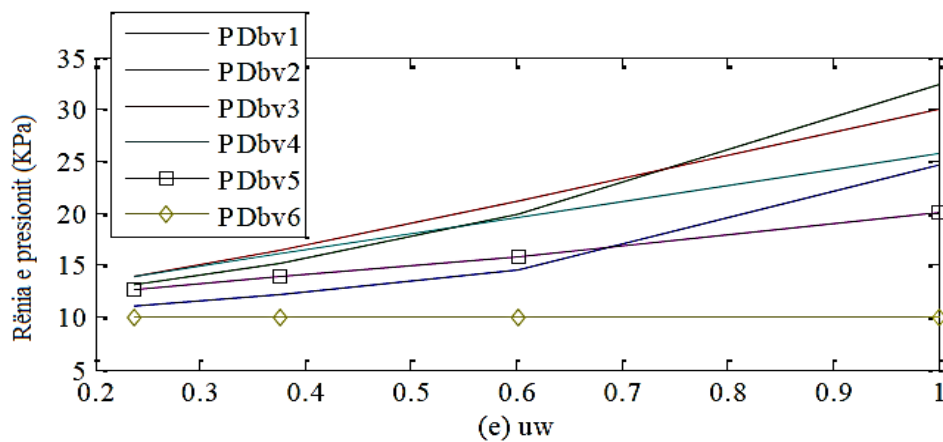
$$WR_{cv2} = 5u_{cv2}^{-1} m_{F2}^2 / (2p_w (\pi/4D_{icv2}^2)^2) \quad (4.18)$$

$$WR_{cv3} = 5u_{cv3}^{-1} m_{F3}^2 / (2p_w (\pi/4D_{icv3}^2)^2) \quad (4.19)$$

$$WR_{cv4} = 5u_{cv4}^{-1} m_{E4}^2 / (2p_w (\pi/4D_{icv4}^2)^2) \quad (4.20)$$

$$WR_{cv5} = 5u_{cv5}^{-1} m_{DS}^2 / (2p_w (\pi/4D_{icv5}^2)^2) \quad (4.21)$$

Duke përdorur simulimet e ekuacioneve të mësipërme janë përcaktuar rëniet e presionit nëpër të valvulat kontrolluese dhe balancuese në funksion të rrjedhës së normalizuar masore të ujit  $u_{wi}$ . Rezultatet janë paraqitur në figurën 4.6. Mund të shihet se shkalla e rrjedhjes rritet me ritjen e presionit pothuajse linearisht siç tregohet në figurë.



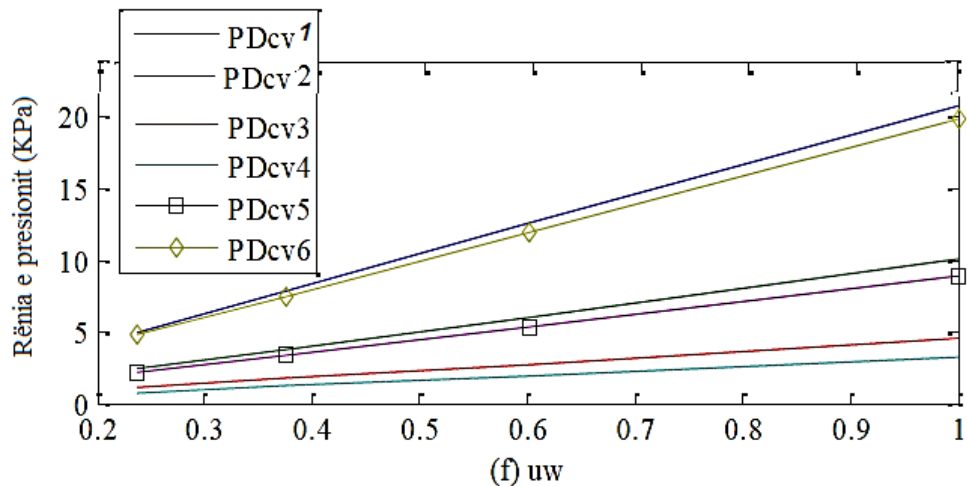


Figura 4.6. Rënia e presionit në valvulë kundrejt rrjedhjes në masë të së ujit

#### 4.2.3. Valvulat balancuese dhe procedura e vlerësimit

Funksioni i valvulës balancuese në sistemin e NL është për të ekuilibruar rezistencën e ujit në secilin qark të degës në mënyrë që të arrihet një shpërndarje e arsyeshme sipas kushteve të projektimit. Në këtë mënyrë, valvulat balancuese mund të përdoren si përshtatje fërkimi të cilat mund të jenë përshtatur përmbushjes së nevojave të degës së qarkut.

Në rregullimin e pozitës të valvulës balancuese, faktor i rëndësishëm për tu marrë parasysh është faktori peshë i presionit të qarkut të degës i cili është përcaktuar si raport i rënies së presionit të valvulës balancuese me rënie e presionit të degës së qarkut. Për ekuilibrim të mirë, është rekomanduar një faktor rëndese prej 25-50%.

Përforma e valvulave balancuese gjithashtu vlerësohet nga faktorë të tillë si kavitacioni. Prandaj performanca e valvulës balancuese është diktuar nga faktori i koeficientit-peshës të degës i nënshtruar kufizimit të kavitacionit. Në vazhdim janë diskutuar këto dy çështje.

Faktorët e koeficientit të presionit të degës si funksion i ngarkesës së nxehtësisë janë përcaktuar nga kryerja e simulimeve në disa temperatura të ajrit të jashtëm duke përdorur ekuacionet 4.22-4.33. Në çdo temperaturë, është përcaktuar norma rrjedhëse në masë dhe rënia e presionit në secilën valvulë të balancuar në zonën e caktuar me temperaturë 18 °C. Rezultatet janë treguar në figurën 4.7 (g). Gjithashtu në figurën 4.7 (h) tregohet faktori i koeficientit të presionit në degë që është funksion i temperaturës së ajrit të jashtëm. Duke përdorur lakore të tilla është më lehtë të përzgjedhet vendosja e duhur e valvulave balancuese në një temperaturë të dhënë (ose ngarkesë termike).

Çështja e erozive e kavitacionit zakonisht është e vështirë për tu modeluar. Megjithatë, prodhimi i valvulave balancuese jep të dhëna empirike për të vlerësuar kufizimet e kavitacionit.

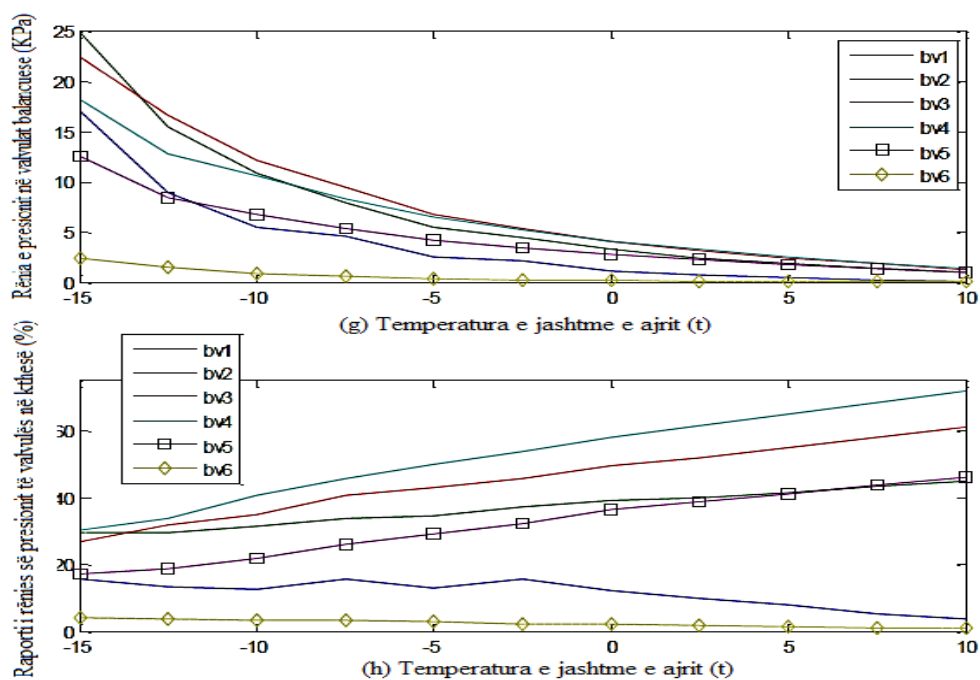


Figura 4.7. Rënia e presionit të valvulës balancuese kundrejt temperaturës së jashtme të ajrit

Normalisht, raporti i rënies së presionit të valvulës në një degë të qarkut është në mes 25% - 50%.

$$PD_{bv1rat} = PD_{bv1} / (PD_{bv1} + WR_{B1} + WR_{cv1} + WR_{u1} + WR_{1b}) \quad (4.22)$$

$$PD_{bv2rat} = PD_{bv2} / (PD_{bv2} + WR_{CF} + WR_{F2} + WR_{cv2} + WR_{u2} + WR_{2f} + WR_{fc}) \quad (4.23)$$

$$PD_{bv3rat} = PD_{bv3} / (PD_{bv3} + WR_{CF} + WR_{F3} + WR_{cv3} + WR_{u3} + WR_{3f} + WR_{fc}) \quad (4.24)$$

$$PD_{bv4rat} = PD_{bv4} / (PD_{bv4} + WR_{E4} + WR_{cv4} + WR_{u4} + WR_{4e}) \quad (4.25)$$

$$PD_{bv5rat} = PD_{bv5} / (PD_{bv5} + WR_{D5} + WR_{cv5} + WR_{u5} + WR_{5d}) \quad (4.26)$$

$$PD_{bv6rat} = PD_{bv6} / (PD_{bv6} + WR_{B6} + WR_{cv6} + WR_{u6} + WR_{6e}) \quad (4.27)$$

Për valvul balancuese flutur, vlerat kufitare për parandalimin e erozionit të kavitacionit janë  $X_F > 0.25$  kur  $\Delta P > 5$  bar. Valvulat e tipeve të ndryshëm dhe detajet e tyre janë të listuara në tabelën 4.1.

Raportet e presionit operues për të gjitha 6 valvulat balancuese janë llogaritur si më poshtë:

$$X_{Fbv1} = PD_{bv1} / (P_B - P_V) \quad (4.28)$$

$$X_{Fbv2} = PD_{bv2} / (P_F - P_V) \quad (4.29)$$

$$X_{Fbv3} = PD_{bv3} / (P_F - P_V) \quad (4.30)$$

$$X_{Fbv4} = PD_{bv4} / (P_D - P_v) \quad (4.31)$$

$$X_{Fbv5} = PD_{bv5} / (P_E - P_v) \quad (4.32)$$

$$X_{Fbv16} = PD_{bv6} / (P_B - P_v) \quad (4.33)$$

ku

$X_F$  - raporti i shtypjes operuese

$P_v$  - presioni i avullit të ujit të ngopur në temperaturën e tanishme, në  $P_a$

Tabela 4.1. Vlerat kufitare për parandalimin e erozionit të kavitationit

Projektimi i valvulave	$X_{Fcrit,cav}$ (-)	$\Delta P_{crit,cav}$ (bar)
Shkalla e vetme lineare e valvulës	0.7	15
Shkalla e vetme lineare e valvulës me çelik të fortë të rregullt	0.7	25
Valvula lineare 3-shkallëshe	1.0	100
Valvula lineare 5-shkallëshe	1.0	200
Valvula me tapë rrotulluese	0.4	10
Valvulat si top dhe flutur	0.25	5

Në këtë metodë, ka dy hapa për të verifikuar nëse kavitationi (mund apo s'mund të) paraqitet në një valvulë të balancuar.

Së pari, llogaritet këndi i kërkuar i valvulës duke përdorur të dhënat e koeficienti të rrjedhës  $C_v$  ( $C_v = Q / \sqrt{\Delta P}$ ) për valvulë balancuese. Duke gjetur përqindjen e plotë të hapur  $C_v$ , nga figura 4.8, pozita në shkallë e valvulës mund të lexohet nga figura.

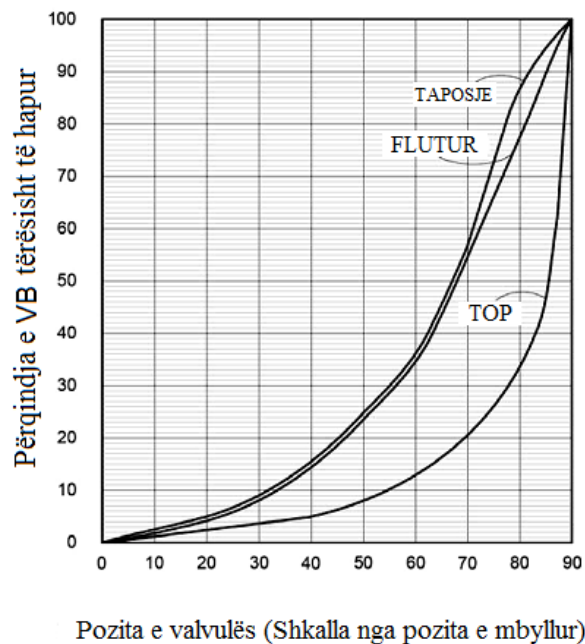


Figura 4.8. Karakteristikat e rrjedhjes së valvulave

Së dyti koeficienti i kavitationit  $\sigma$  ( $\sigma=1/XF$ ) është marrë nga figura 4.9. Figura 4.9 tregon operacionin e sigurt dhe zonën e kavitationit. Nëse koeficienti i kavitationit bie nën kurbën e valvulës së aplikueshme, atëherë kavitationi do të ndodhë dhe pozita e valvules është e papërshtatshme. Kjo do të thotë se ky pozicion duhet të shmanget në operacionin aktual në mënyrë që të mbrohet sistemi i valvulave.

Prandaj, është e rëndësishme të monitorohet ky kufizim në vendosjen valvulave balancuese në pozicionet e degët e qarqeve.

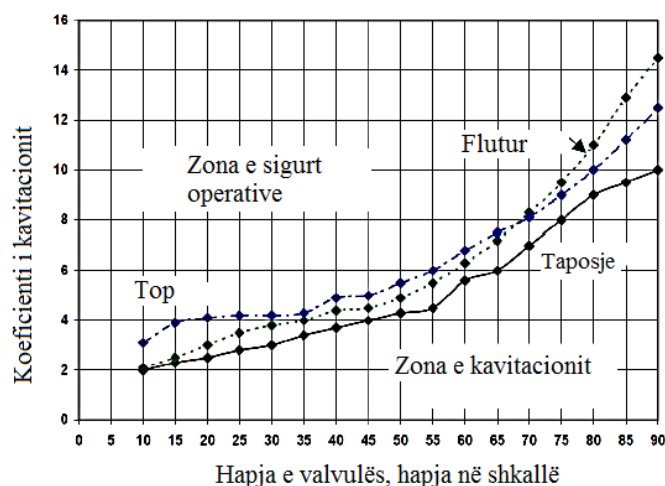


Figura 4.9. Karakteristikat e kavitationit të valvulave

### 4.3. Pozicioni i hapjes së valvulave balancuese si funksion i temperaturës së jashtme

Karakteristika lineare e hapjes së valvulave balancuese dhe rënia e presionit është supozuar në këtë model. Me kombinimin e saj me karakteristikat e rrjedhës së valvulave balancuese, hapja e valvulave balancuese mund të shprehët me formulën empirike, si më poshtë:

$$u_{bvr1} = \left( 4m_{B1}^2 / \left( 2p_w \left( \pi/4D_{ibv1}^2 \right)^2 \right) \right) / PD_{bv1} \quad (4.34)$$

$$u_{bvr2} = \left( 4m_{F2}^2 / \left( 2p_w \left( \pi/4D_{ibv2}^2 \right)^2 \right) \right) / PD_{bv2} \quad (4.35)$$

$$u_{bvr3} = \left( 4m_{F3}^2 / \left( 2p_w \left( \pi/4D_{ibv3}^2 \right)^2 \right) \right) / PD_{bv3} \quad (4.36)$$

$$u_{bvr4} = \left( 4m_{E4}^2 / \left( 2p_w \left( \pi/4D_{ibv4}^2 \right)^2 \right) \right) / PD_{bv4} \quad (4.37)$$

$$u_{bvr5} = \left( 4m_{D5}^2 / \left( 2p_w \left( \pi/4D_{ibv5}^2 \right)^2 \right) \right) / PD_{bv5} \quad (4.38)$$

$$u_{bvr6} = \left( 4m_{E6}^2 / \left( 2p_w \left( \pi/4D_{ibv6}^2 \right)^2 \right) \right) / PD_{bv6} \quad (4.39)$$

Duke përdorur ekuacionet e mësipërme, simulimit janë bërë për temperatura të ndryshme të ajrit të jashtëm dhe të normës së rrjedhës korresponduese në masë. Rezultatet janë

përshkruar si funksion relativ i pozitës së hapur si në fig.4.10. Këto rezultate mund të përdoren për të ripozicionuar valvulat balancuese në temperatura të ndryshme të ajrit të jashtëm.

Pozitat relative të valvulës balancuese në figurën 4.10 janë definuar si raport i rënies aktuale të shtypjes në valvula balancuese të rënies së shtypjes në valvula balancuese të përshtatur të bazuar në rënien e shtypjes në qarkun më të keq.

Rezultatet e paraqitura në figurë tregojnë se nuk ka dhoma të rëndësishme për ri-rregullimin periodikisht të valvulave balancuese bazuar në ngarkesat termike të ndërtesës të cilat janë kryesisht të varura nga temperatura e ajrit të jashtëm.

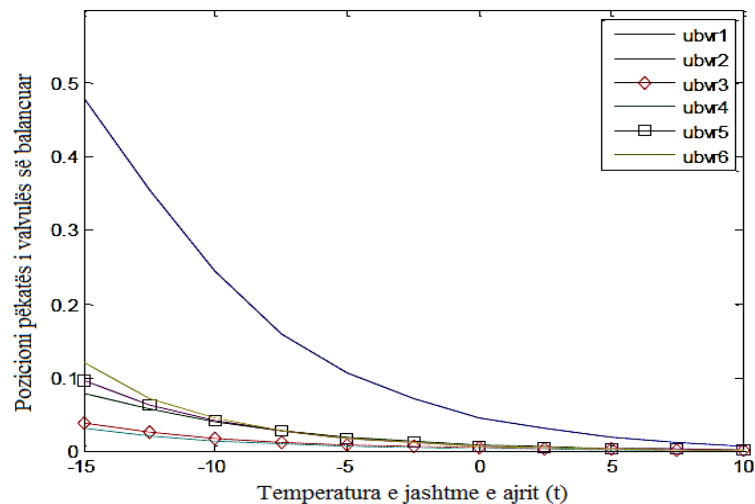


Figura 4.10. Hapja e valvulës balancuese me temperatura të ajrit të jashtëm

#### 4.4. Përmbledhje e modelit statik hidraulik të sistemit të NL

Një model statik hidraulik i sistemit të NL është zhvilluar në këtë kapitull. Ai përfshin shpërndarjen e shtypjes së ujit në sistemin e NL, rënien e presionit të ujit të valvulave kontrolluese dhe balancuese, vlerësimin e performancës së punës së valvulave balancuese dhe pozicionin e hapjes së valvulave balancuese si funksion i temperaturës së ajrit të jashtëm.

Të gjitha llogaritjet hidraulike të rrjetit në këtë kapitull janë paraqitur në gjendje të qëndrueshme që nga shpejtësia e përhapjes së valës të presionit që është shumë e shpejt në krahasim me reagimet e rasteve kalimtare termike.

Përmes këtij modeli, presioni i ujit për të gjitha pikat e rëndësishme mund të krijohet në rrjetin e gypave. Gjithashtu modeli është i aftë të simulojë rënien e presionit në të gjithë valvulat balancuese dhe rrjetin e tubacioneve nën kushte të ndryshme hidraulike.

Rezultat i rëndësishëm në këtë kapitull është marrëdhënia midis pozitës relative të valvulave balancuese dhe temperaturës së ajrit të jashtëm.

Në bazë të rezultateve, pikat e përcaktuara të hapjeve të ndryshme të valvulave balancuese do të zgjidhët në bazë të kushteve të ndryshme të motit në mënyrë për të studiuar efikasitetin energjetik të sistemit siç përshkruhet në kapitullin e ardhshëm.



## 5. STRATEGJIA E KONTROLLIT PI DHE OPERIMI OPTIMAL I ENERGJISË SË SISTEMIT TË NL ME PIKAT E CAKTUARA TË VALVULAVE BALANCUESE

Rënia e presionit mbi një valvulë është funksion i koeficientit të valvulës dhe të normës volumetrike të rrjedhës:

$$\Delta P = \left( \frac{\dot{V}}{k_v} \right)^2$$

Në figura 5.0 janë dhënë përkufizime të ndryshme të karakteristikave të valvulave.

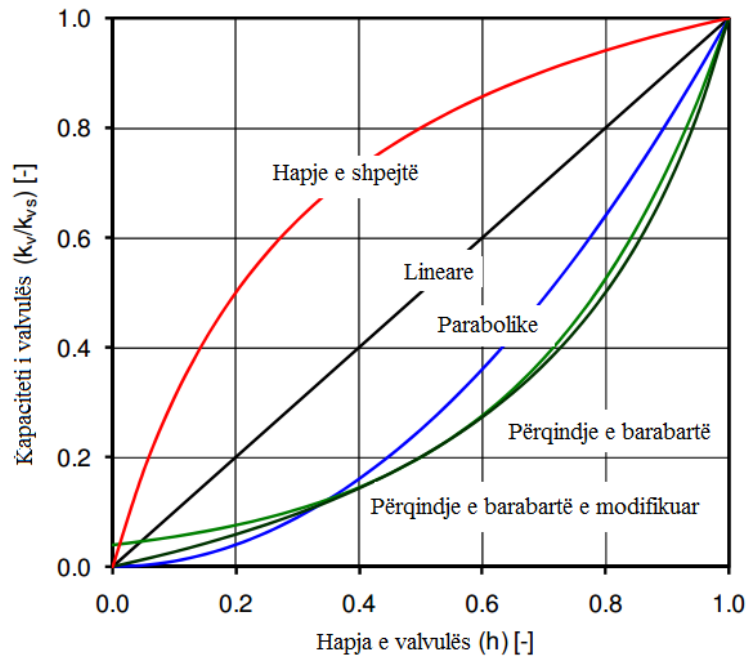


Figura 5.0. Përkufizime të ndryshme të karakteristikave të valvulave

### 5.1. Hyrje

Për të përmirësuar efikasitetin e energjisë të sistemeve të ngrohjes në largësi është e rëndësishme të zhvillohet kontrolli dhe operimi strategjik optimal nën kushte reale operative. Në këtë kapitull, një strategji e kontrollit të PI (Proportional-Integral apo kontrolli algoritmik) është projektuar për temperaturën e ajrit të zonës dhe kontrollin e temperaturës së ujit në kaldajë. Strategjia e kontrollit IP pritet të mbajë temperaturën konstante në pikat e tyre të caktuara. Si rezultat, do të monitorohen ndryshimet e normës së rrjedhjes në masë të ujit furnizues si funksion i temperaturave të jashtme.

Ka dy faktorë që ndikojnë drejtpërdrejt në shpërndarjen e energjisë termike nga kaldaja në zonë. Këto janë prurja në masë e ujit respektivisht temperatura e ujit. Prandaj optimizimi i këtyre dy variablave studiohen për të përcaktuar se si arrihet për të minimizuar konsumin e energjisë së sistemit dhe për të optimizuar temperaturën e ujit të furnizimit në pikën e caktuar dhe sasinë e rrjedhjes masore në kushte reale të temperaturës së jashtme të ajrit.

Në optimizimin e përgjithshëm të energjisë të sistemit të NL, është e rëndësishme të

marrim në konsideratë të dyjat, konsumin e energjisë në kaldajë dhe konsumin e energjisë së pompës. Në këtë studim janë studiuar dhe optimizuar që të dyjat, energjia e kaldajës dhe konsumi i energjisë së pompës si funksion i ngarkesave termike.

Për këtë qëllim, është studiuar së pari konsumi i energjisë në kaldajë në temperatura të ndryshme të ujit furnizues të pikave të caktuara me temperaturën e ajrit të jashtëm.

Për më tepër, është studiuar efekti i pozicioneve të ndryshme të hapjes së valvulave balancuese si funksion i temperaturave të ajrit të jashtëm në konsumin e energjisë elektrike të pompës qarkulluese. Është vërejtur se shumica e valvulave balancuese aktuale të përdorura në fushën aktuale janë të rregulluara me dorë dhe gjithmonë mbeten të fiksuara në pozicionin e tyre fillestar balancues gjatë gjithë sezonit. Në këtë studim do të shqyrtohet ndikimi i ndryshimit të pozicionit të valvulave balancuese si funksion i ngarkesës termike.

Në vazhdim janë paraqitur pesë studimet e përmbledhura të rasteve të ndryshme të cilat mbulojnë kushtet e motit nga të ftohtit në të ngrohtë dhe ndikimin e tyre në konsumin e energjisë.

## 5.2. Kontrolli IP i kaldajës

Në këtë qark kontrolli të mbyllur, të paraqitur në figurën 5.1, gabimi në mes të temperaturës aktuale të ujit dhe temperaturës së pikës së caktuar është përdorur për të rregulluar normën e mbushjes së kaldajës me karburant.

Duke mbushur mbrapa temperaturën aktuale të monitoruar nga sensor të temperaturës, kontrollues- arkuator vepron vazhdimisht për të mbajtur temperaturën e ujit në kaldajë gjithnjë e më shumë në afërsi të pikës së caktuar.

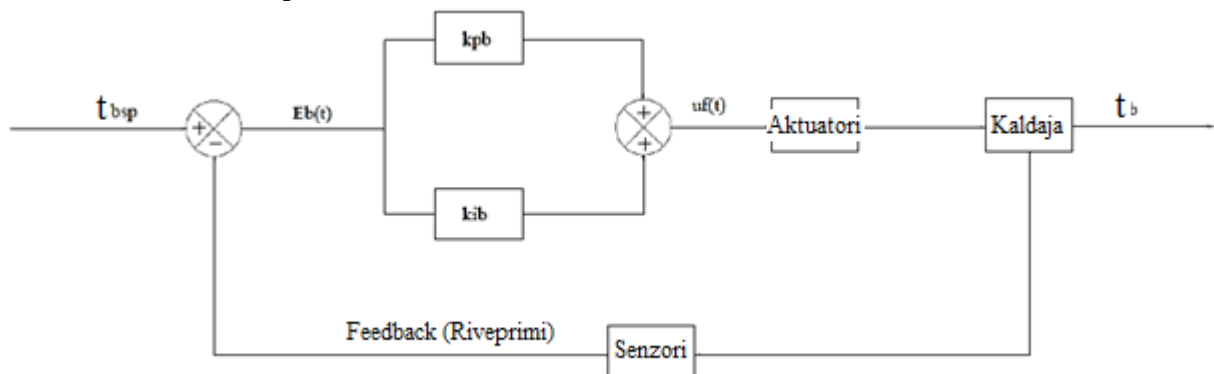


Figura 5.1. Bllokdiagrami kontrollues PI për kaldajë

Ekuacionet e kontrollit PI janë dhënë më poshtë:

$$E_b(\tau) = T_{bsp} - T_b \quad (5.1)$$

$$U_f(\tau) = k_{pb}(\tau) + E_{ib} \int E_b(\tau) d\tau \quad (5.2)$$

Ku:

$k_p$  - Fitimi proporcional, dhe madhësia e saj e ngritur në 1.0

$k_i$  - Fitimi integral, 0.00001

$t_{bsp}$  - Temperatura e ujit të vendosur në kaldajë, në °C

$u_f$  - variabli i kontrollit të futjes së karburantit e shprehur si përqindje në pozicionin me hapje të plotë.

### 5.3. Kontrolli IP i zonës

Temperatura e zonës së ajrit është e kontrolluar nga një kontrollues IP për modulimin e shkallës së rrjedhjes së ujit në ngrohësin terminal. Duke matur temperaturën aktuale të zonës në kontrollues, valvula kontrolluese vepron vazhdimisht për të mbajtur temperaturën e ajrit të zonës në afërsi të pikës së caktuar.

Diagrami i kontrollit IP të qarkut të mbyllur për një zonë të vetme është paraqitur në figurën 5.2. Struktura e njëjtë të kontrollit është edhe për zonat tjera të mbetura.

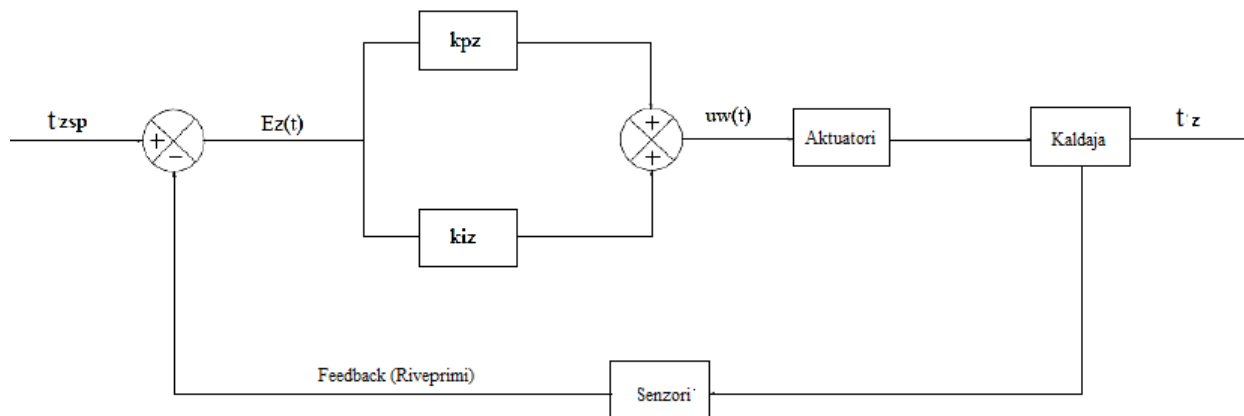


Figura 5.2. Bllokdiagrami i kontrollit PI për zonën ngrohëse

Ekuacionet përkatëse të kontrollit IP me vlera të fituara kontrolluese janë treguar më poshtë.

$$E_Z(f) = t_{zsp} - t_z \quad (5.3)$$

$$U_w(\tau) = k_{pz} E_Z(\tau) \int_0^\tau E_Z(\tau) d\tau \quad (5.4)$$

ku

$k_p$  - Fitimi proporcional, dhe madhësia e saj ngritet në 0.8

$k_i$  - Fitimi integral, 0.00001

$t_{zcp}$  - Temperatura e pikës së caktuar të zonës së ajrit, në °C

$u_w$  - variabla kontrolluese e valvulës kontrolluese të normalizuar në lidhje me pozicionin me hapje të plotë.

#### 5.4. Kontrolli IP i sistemit të NL

Sistemi ka 6 ndërtesa. Për thjeshtësi, këto ndërtesa mund të trajtohen si gjashtë zona. Pra, ka 6 kontrollorë IP të instaluar në 6 unaza për të kontrolluar temperaturat e ajrit të ndërtesës. Duke rregulluar normën rrjedhëse në masë të ujit me valvulat kontrolluese në çdo qark, secila temperaturë e ajrit zonale e ndërtesës mund të mbahet në pikën e dëshiruar të caktuar.

Gjithashtu ka një kontrollues IP për kaldajë. Duke rregulluar të hyrjen e karburantit në kaldajë, temperatura e furnizimit të ujit mund të mbahet në vlerat e saj të caktuara. Qarqet e kontrollit të IP në sistemin NL janë paraqitur në figurën 5.3.

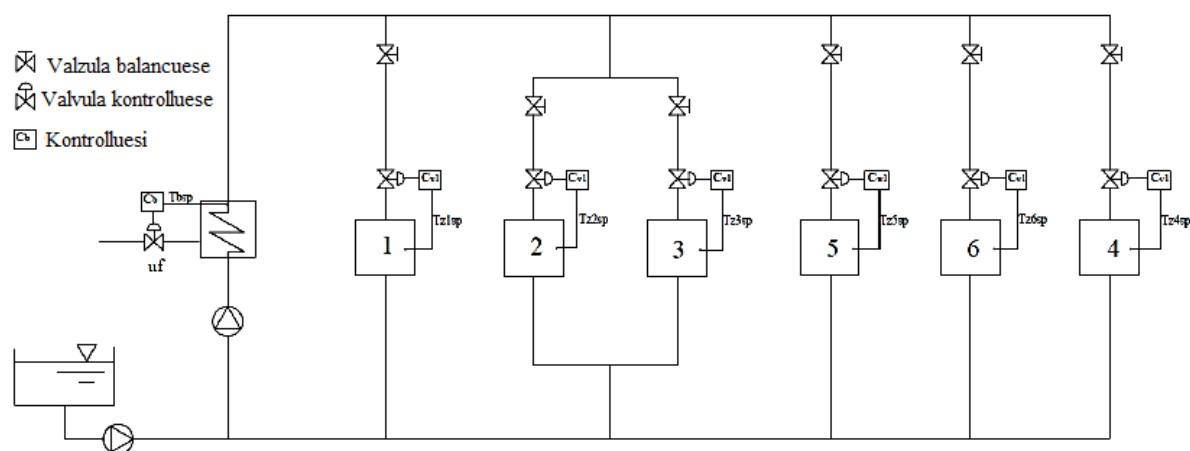


Figura 5.3. Diagrami kontrollues IP i bllok diagramit të sistemit të NL

#### 5.5. Reagimet e IP kontrollit të sistemit të NL

Një profil tipik ditor i temperaturës së ajrit të jashtëm është përdorur për të simuluar dhe studiuar reagimet e IP kontrollit të sistemit NL. Në këtë simulim, temperatura e ujit në kaldajë është kontrolluar nga modulatori për normën e mbushjes së karburantit në kaldajë.

Temperaturat e zonës lejohen të jenë të lira. Me fjalë të tjera, temperaturat e zonës nuk janë të kontrolluara. Ky simulim ka për qëllim për të treguar se çfarë ndikimi kontrollues ka temperatura e ujit në kaldajë kur ndodhet në kontroll të qarkut të hapur të temperaturës së zonës. Figura 5.4 tregon reagimet e temperaturës.

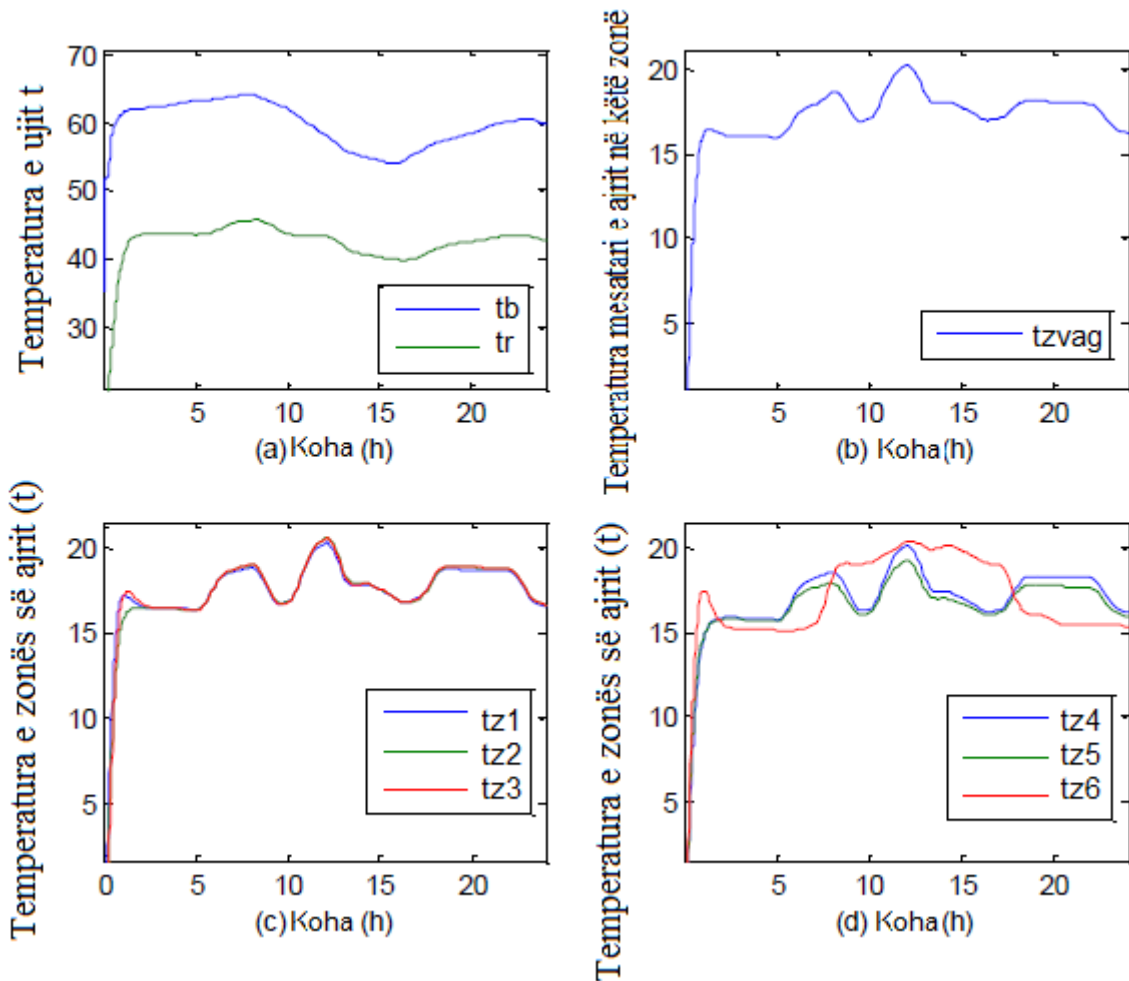


Figura 5.4. Reagimi i temperaturës në kushte normale me fitime të nxehtësisë dhe humbje të nxehtësisë dhe  $u_f$  është i kontrolluar

Nga figura 5.4, mund të shihet se temperatura e ujit të kaldajës që furnizon këtë sistem i përgjigjet-reagon shumë më mirë sesa reagimet e mëparshme të qarkut të hapur të treguar në figurën 3.8. Kjo është për shkak të faktit se temperatura e ujit të furnizimit në kaldajë është caktuar në funksion të temperatura së jashtme të ajrit dhe kontrollohet hyrja e karburantit si një funksion i temperaturës së ajrit të jashtëm. Si pasojë, ndryshimet e temperaturës së ajrit në zonë janë minimizuar në krahasim me ato të treguara në figurën 3.8.

Edhe pse ndryshimet e temperaturës në zonë nuk janë të tejkaluara nën kontrollin e qarkut të hapur, por nga një këndvështrim praktik i temperaturave të zonës duhet të kontrollohen që shfrytëzuesi të ruajë kushtet e komfortit termik nën ngarkesa të ndryshueshme.

Për këtë qëllim, normat e rrjedhës në masë të ujit për çdo ngrohës terminal në zonë janë të kontrolluara duke përdorur kontrolluesit IP. Kështu, temperaturat dalëse janë të kontrolluara nëpërmjet simulimeve të të dyjave, kaldajës dhe gjashtë zonave. Reagimet për një ditë të zakonshme janë përshkruar në figurën 5.5.

Nga figura 5.5 (a), është e qartë se temperatura e ujit në kaldajë është mbajtur në afërsi të pikës së caktuar 76 °C pas 7 orëve dhe temperatura e ujit kthyes ndryshon së bashku me normën rrjedhëse në masë pasi valvulat kontrolluese modulojnë në reagime për të ndryshuar

me temperaturën e jashtme të ajrit.

Nga figura 5.5 (b), është e qartë se temperaturat e ajrit në zonë janë caktuar shumë më afër pikës  $18\text{ }^{\circ}\text{C}$  edhe pse temperatura e ajrit të jashtëm është vazhdimisht në ndryshim.

Figurat 5.5 (c), (d) tregojnë se sinjali kontrollues për futjen e karburantit në kaldajë dhe shkalla e rrjedhës së ujit i përgjigjet temperaturave të jashtme të ajrit gjatë periudhës 24 orësh. Norma e shkarkimit të karburantit në kaldajë ndryshon ndërmjet 0.6 në 0.75 të normës ditore dhe rrjedhja e ujit në masë ndryshon nga 0.4 në 0.6 të normës maksimale rrjedhëse në masë.

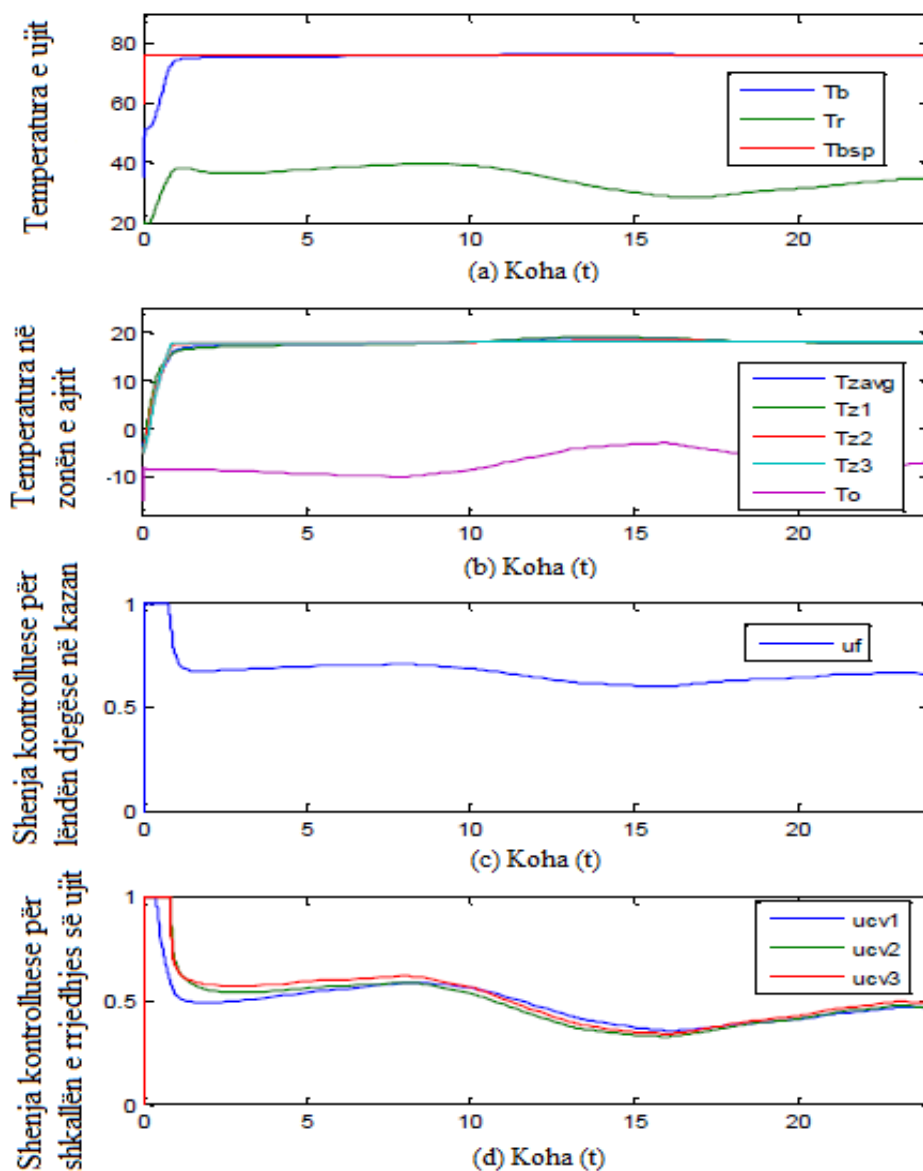


Figura 5.5. Reagimet e Kontrolli IP të sistemit të NL

## 5.6. Optimizimi i kontrollit IP të pikave të caktuara

Zgjedhja optimale e pikave të caktuara për temperatura të ujit në kaldajë është shumë e rëndësishme për përmirësimin e efikasitetit të energjisë të sistemeve të NL. Pikat e caktuara të

optimizuara ndikojnë në kursimin e konsiderueshëm të energjisë në praktikë. Për këtë arsye, qasja në një optimizim shumë-variablash të detyruar është zhvilluar për të marrë pikat optimale të caktuara që veprojnë në bazë të kushteve të ndryshme të motit. Për të lehtësuar problemin e optimizimit, sistemi i përgjithshëm i NL është konsideruar si një zonë e vetme e përmbledhur e ngrohur nga kaldaja. Bilanci energjetik në modelin e supozuar si një agregat është përshkruar në ekuacionet 5.7-5.8.

Objektivi madhor i këtij modeli është që të kërkohet temperatura optimale e ujit të furnizimit për të minimizuar konsumim e energjisë në kaldajë.

Për këtë qëllim, së pari, pesë ndryshoret e tilla si  $t_s$ ,  $t_r$ ,  $t_z$ ,  $u_v$ ,  $u_f$  janë vendosur në këtë model në kufijtë e sipërm dhe të poshtëm dhe kufijtë e tyre janë zgjedhur si më poshtë:

$$\text{Kufijtë e poshtëm} = [30, 20, 18, 0.2, 0]$$

$$\text{Kufijtë e sipërm} = [95, 70, 19, 1, 1]$$

Së dyti, kufizimet e barazimeve shprehen me ekuacionet e mëposhtme:

$$u_f m_{fmax} e_b HV = c_w u_w m_{bd} (t_s - t_r) \quad (5.5)$$

$$U_{htr} (0.5(t_s + t_r))^{(1+c_{htr})} = c_w u_w m_{bd} (t_s - t_r) \quad (5.6)$$

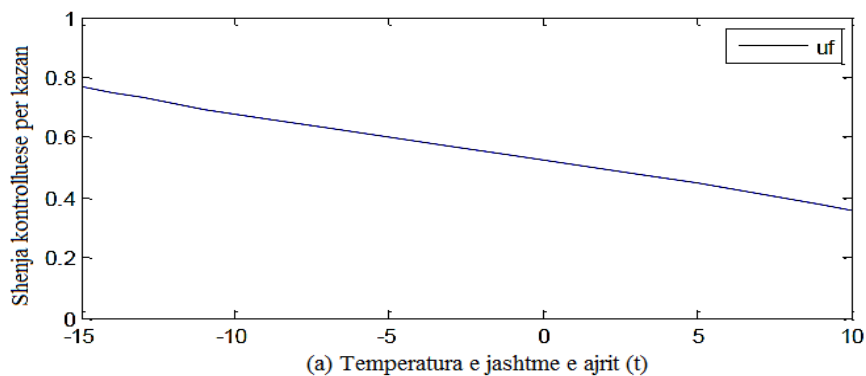
$$U_{en}(t_z + t_o) = c_w u_w m_{bd} (t_s - t_r) \quad (5.7)$$

ku  $u_w = u_{cv} + u_{bv}$

Së treti, funksioni objektiv është përshkruar si funksion i kostos duke përdorur ekuacionin (5.8) nëpërmjet të cilës konsumi i energjisë do të minimizohet.

$$J_{min} = \int_0^t [c_w u_w m_{bd} (t_s - t_r)] dt \quad (5.8)$$

Duke përdorur programin softuerik MATLAB, pikat e vendosura optimale të temperaturës së ujit gjenden në kushte të ndryshme të temperaturës së jashtme të ajrit, siç është paraqitur në figurën 5.6.



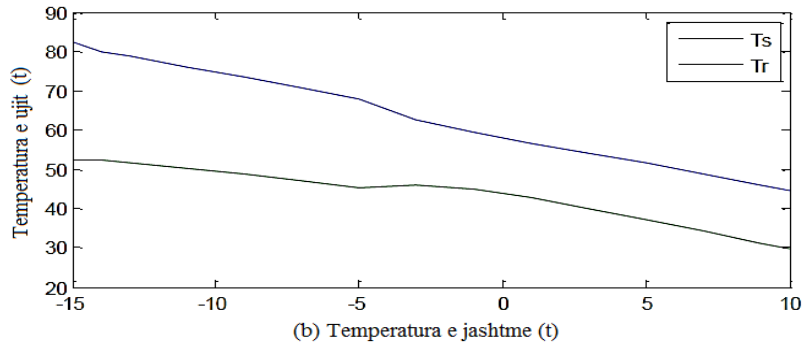


Figura 5.6. Optimizimi i kontrollit IP të pikave të caktuara

Figura 5.6 tregon se pikat e caktuara optimale të temperaturës së ujit të furnizimit në funksion të temperaturës së jashtme të ajrit mbajnë konstante zonën e temperaturës së ajrit në 18 °C. Mund të vërehet se të dyjat, temperaturat e ujit të furnizimit dhe të kthimit gradualisht zvogëlohen pasi dhe temperatura e jashtme rritet.

Në temperaturën e jashtme 10 °C, temperatura e furnizimi është afër 45 °C e cila është e afër gjysmës së vlerës së temperaturës së furnizimit me ngarkesë të plotë prej rreth 82 °C.

### 5.7. Caktimi afër-optimal i valvulës balancuese

Duke përdorur temperaturat optimale të ujit të furnizimit në temperatura të ndryshme të jashtme të ajrit (figura 5.6), pozicionet përkatëse të valvulës balancuese plotësojnë furnizimin optimal të ujit në pika të caktuara, janë arritur edhe pikat e caktuara të temperaturave zonale. Këto rregullime afër-optimalë janë paraqitur në figurën 5.7 dhe këto janë përdorur për të llogaritur-simuluar konsumin e energjisë për strategjinë e kontrollit optimal. Siç mund të shihet nga figura, valvulat balancuese kanë nevojë për rivendosjen - resetimin në kushtet e ngarkesës së pjesshme nën temperaturat e jashtme të buta.

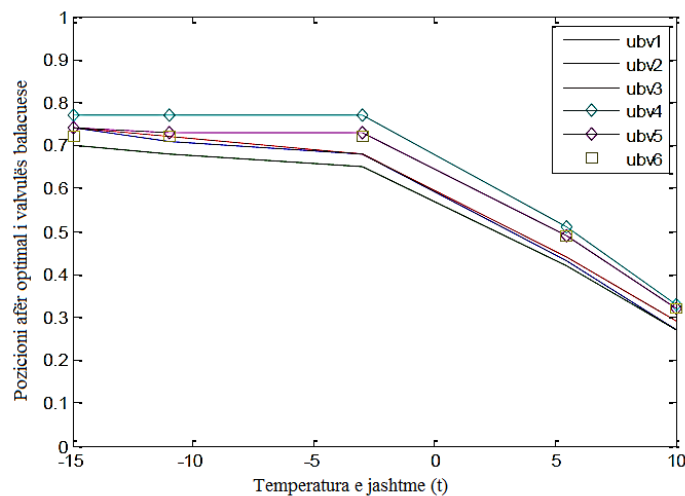


Figura 5.7. Pozicioni afër-optimalë të valvulave balancuese në funksion të temperaturës së jashtme të ajrit



## 5.8. Krahasimi i konsumit të energjisë në kushtet e ndryshme të motit

Lëvizjet simuluese janë bërë duke përdorur modelin e përgjithshëm të sistemit të NL për të studiuar konsumin e energjisë nën strategjitë e ngarkesës së ndryshme dhe të kontrollit. Për këtë qëllim, është përshkruar metoda e përdorur për të llogaritur konsumin e energjisë.

Konsumi i energjisë së sistemit të NL përbëhet nga konsumi i karburantit të kaldajës  $E_b$  (GJ) dhe konsumi i energjisë elektrike për pompën qarkulluese  $E_p$  (KWh).

Këto dy lloje të llogaritjeve të energjisë janë shprehur nga ekuacionet e dhëna më poshtë:

$$E_b = 10^{-1} x \int_0^{\tau} (Q_{bd} U_f e_b / e_{\max}) d\tau \quad (5.9)$$

$$E_p = \int_0^{\tau} \left[ \frac{9.81 d_w (3.6 m_{gh}) (10^{-4} P_{Hpump})}{3.6 \times 10^6 e_{pump} e_{mot}} \right] d\tau \quad (5.10)$$

ku

$P_{Hpump}$  - Lartësia e presionit të pompës qarkulluese, në  $P_a$

$e_{pump}$  - Efikasiteti i pompës qarkulluese

$e_{motor}$  - Efikasiteti elektrik i motorit.

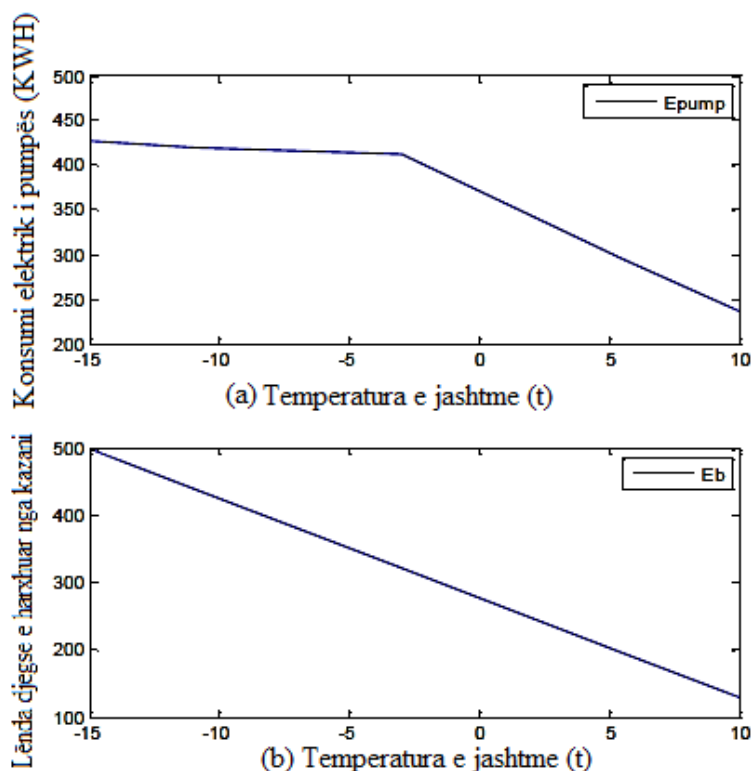


Figura 5.8. Konsumi ditor i energjisë me pikat optimale të caktuara

Figura 5.8 tregon se konsumi i energjisë përfshinë lëndën djegëse dhe energjinë

elektrike gjatë periudhës 24 orë, si funksion i temperaturës së ajrit të jashtëm. Siç tregohet në figurën 5.8 është e qartë se kursimi në energjinë e pompës do të jetë më i theksuar në mot të ngrohtë sesa në kushtet e motit të ftohtë. Këto rezultate korrespondojnë me strategjinë optimale të kontrollit. Në vijim është studiuar konsumi i energjisë së sistemit të NL nën kushte të ndryshme atmosferike. Rezultatet e simulimit janë përmbledhur në tabelën 5.1. Pesë rastet duke përfshirë rastin bazë dhe katër rastet që korrespondojnë me kushtet e motit prej atij të ftohtë në të ngrohtë, duke përfshirë rrezatimin diellor dhe fitimet e brendshme të nxehtësisë.

Çdo simulim është bërë gjatë një periudhe 24-orëshe. Temperatura e ajrit të jashtëm është marrë në tre nivele nga më e ftohta në të ngrohtë për të simuluar ndryshimet sezonale. Rangu më i ftohtë është nga  $-15^{\circ}\text{C}$  në  $-7^{\circ}\text{C}$ , rangi i ftohtë është nga  $-7^{\circ}\text{C}$  në  $2^{\circ}\text{C}$  dhe temperatura e rangut të ngrohtë është nga  $2^{\circ}\text{C}$  për  $10^{\circ}\text{C}$ . Profilet e tri rangjeve të temperaturave të ajrit të jashtëm që janë përmendur më sipër janë përdorur dhe analizuar nëpërmjet simulimeve.

Gjithashtu, janë shqyrtuar dhe krahasuar turbulencat që përfshijnë ndryshimin e rrezatimit diellor dhe përfitimet e brendshme të nxehtësisë që korrespondojnë me orarin e ndërtesave të banimit dhe të komerciale. Rezultatet e krahasimit janë paraqitur në tabelën 5.1.

Tabela 5.1. Krahasimi i konsumit ditor të energjisë

Periudha e ftohtë ( $t_0 = -7 \sim -15^{\circ}\text{C}$ ),  $t_0$  - Temperatura reale e jashtme ( $t$ ), rrezatimi diellor, përfitimet e brendshme, 24 Orë.

Nr. i rasti t	$t_{bsp}$	$u_{bvi}$	$U_{cv}$ $i$	$t_{zi}$		$t_s$	$t_r$	$u_f$	$E_p$ (Kwh)	$E_b$ (GJ)
Bazë	$t_{bsp}=f(t_0)$	1	1	$t_{zi}$	17.91÷ 18.94	65.85	47.29	0.62	580.42	431.93
				$t_{zavg}$	18.54					
1	$t_{bsp}=f(t_0)$	$u_{bvi}$ =fiksuar (pozitivë e ftohtë)	1	$t_{zi}$	17.49 ÷ 18.54	65.8 2	45.8 8	0.6 1	535.3 2	425.8 8
				$t_{zavg}$	18.21					
2	$t_{bsp}=f(t_0)$	$u_{bvi}=f(t_0)$	1	$t_{zi}$	17.49 ÷ 18.54	65.8 2	45.8 8	0.6 1	535.3 2	425.8 8
				$t_{zavg}$	18.21					
3	$t_{bsp}=f(t_0)$	$u_{bvi}=f(t_0)$	PI	$t_{zi}$	17.58 ÷ 17.76	65.8 0	42.1 7	0.6 1	399.8 1	400.0 0
				$t_{zavg}$	17.70					
4	$t_{bsp}=t_{bop}$ $t$	$u_{bvi}=u_{bviopt}$	PI	$t_{zi}$	17.92 ÷ 18.02	75.9 9	38.0 3	0.6 4	340.5 8	399.3 4
				$t_{zavg}$	17.97					

Periudha e ftohtë ( $t_0 = -7 \sim 2 \text{ } ^\circ\text{C}$ ),  $t_0$  - Temperatura reale e jashtme (t), rrezatimi diellor, përfitimet e brendshme, 24 Orë.

Nr. i rastit	$t_{bsp}$	$u_{bvi}$	$U_{cvi}$	$t_{zi}$		$t_s$	$t_r$	$u_f$	$E_p$ (Kwh)	$E_b$ (GJ)
Bazë	$t_{bsp}=f(t_0)$	1	1	$t_{zi}$	17.26÷ 18.61	51.00	40.91	0.44	580.42	322.91
				$t_{zavg}$	18.21					
1	$t_{bsp}=f(t_0)$	$u_{bvi}=\text{fiksuar}$ (pozita më e ftohtë)	1	$t_{zi}$	17.29÷ 18.53	50.99	40.04	0.44	535.32	318.47
				$t_{zavg}$	18.06					
2	$t_{bsp}=f(t_0)$	$u_{bvi}=f(t_0)$	1	$t_{zi}$	17.33÷ 18.38	50.97	39.03	0.44	489.88	313.54
				$t_{zavg}$	17.93					
3	$t_{bsp}=f(t_0)$	$u_{bvi}=f(t_0)$	PI	$t_{zi}$	17.47÷ 17.77	50.95	36.12	0.44	362.72	291.56
				$t_{zavg}$	17.66					
4	$t_{bsp}=t_{bopt}$	$u_{bvi}=u_{bvi\text{opt}}$	PI	$t_{zi}$	18.00÷ 18.12	62.56	34.57	0.49	331.65	291.04
				$t_{zavg}$	18.06					

Periudha e ngrohtë ( $t_0 = 2 \sim 10 \text{ } ^\circ\text{C}$ ),  $t_0$  - Temperatura reale e jashtme (t), rrezatimi diellor, përfitimet e brendshme, 24 Orë.

Nr. i rasti t	$t_{bsp}$	$u_{bvi}$	$U_{cvi}$	$t_{zi}$		$t_s$	$t_r$	$u_f$	$E_p$ (Kwh)	$E_b$ (GJ)
Bazë	$t_{bsp}=f(t_0)$	1	1	$t_{zi}$	17.16÷ 18.60	37.0	32.6	0.2	580.4	188.5
				$t_{zavg}$	18.19					
1	$t_{bsp}=f(t_0)$	$u_{bvi}=\text{fiksuar}$ (pozita më e ftohtë)	1	$t_{zi}$	17.18÷ 18.52	37.0	32.2	0.2	535.3	186.0
				$t_{zavg}$	18.14					
2	$t_{bsp}=f(t_0)$	$u_{bvi}=f(t_0)$	1	$t_{zi}$	17.26÷ 18.43	37.0	30.8	0.2	428.5	178.8
				$t_{zavg}$	18.04					
3	$t_{bsp}=f(t_0)$	$u_{bvi}=f(t_0)$	PI	$t_{zi}$	17.40÷ 17.88	37.0	27.8	0.2	297.3	158.2

				$t_{zav}$ $g$	17.7 3					
4	$t_{bsp}=t_{bop}$ $t$	$u_{bvi}=u_{bviopt}$	PI	$t_{zi}$	18.03÷ 18.16	50.8 8	22.8 5	0.3 6	238.7 7	157.7 2
				$t_{zav}$ $g$	18.10					

Në tabelën 5.1, konsumi ditor i energjisë është arritur nën katër strategji të ndryshme operative të referuara si rasti 1 gjer në rastin 4, janë krahasuar me rastin bazë të konsumit të energjisë (rasti bazë).

Strategjitë e ndryshme operative simuluese janë përcaktuar si më poshtë:

1. Rasti bazë:

Kaldaja: kontrolli i rivendosur i ajrit të jashtëm

Zonat: qarku i hapur (pa kontroll)

Valvula balancuese: hapje e plotë

Temperatura e ajrit të jashtëm: Kushtet e projektimit ditor

2. Rasti 1:

Kaldaja: kontrolli i rivendosur i ajrit të jashtëm

Zonat: qarku i hapur (pa kontroll)

Valvula balancuese: vendosja e valvulave në bazë të kushteve ditore të projektimit

Temperatura e jashtme e ajrit: variabël

3. Rasti 2:

Kaldaja: kontrolli i rivendosur i ajrit të jashtëm

Zonat: pa kontrollë

Valvula balancuese: vendosja e valvulave në bazë të kushteve ditore të projektimit (fig. 4.10)

Temperatura e ajrit të jashtëm: variabël

4. Rasti 3:

Kaldaja: kontrolli i rivendosur i ajrit të jashtëm

Zonat: kontrolli IP

Valvula balancuese: vendosja e valvulave në bazë të kushteve ditore të projektimit (fig. 4.10)

Temperatura e ajrit të jashtëm: variabël

5. Rasti 4:

Kaldaja: Kontrolli IP për ruajtjen e pikave optimale të caktuara

Zonat: kontrolli IP

Valvula balancuese: Vendosja e valvulave bazuar në optimizimin (figura 5.7)

Temperatura e ajrit të jashtëm: variabël

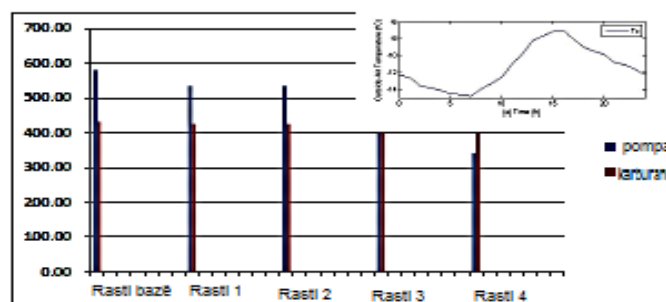
Në secilin nga rastet e mësipërme, çrregullimet paraqiten si shkak i fitimeve të brendshme të nxehtësisë dhe të asaj diellore.

Nga tabela 5.1, është më lehtë për të parë se konsumi i energjisë elektrike të pompës qarkulluese paraqitet nga ndryshimet e sasisë së rrjedhjes në masë të ujit që ndodhin në raste të ndryshme. Kjo do të thotë se pozita e hapjes së valvulës balancuese ndikon drejtpërdrejt në konsumin e energjisë së pompës.

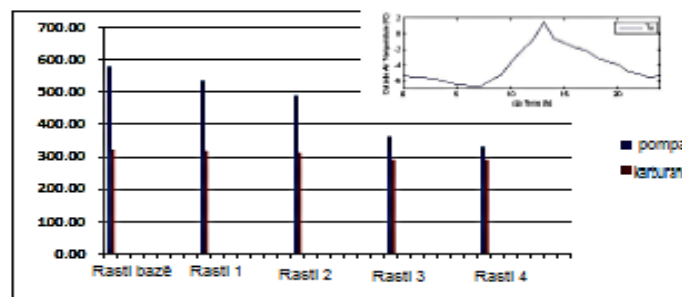
Përqindja më e lartë e kursimit të energjisë elektrike është 55.4% e cila është për shkak të pozicionit optimal të valvulës balancuese në krahasim me pozicionin e hapjes së rastit bazë. Në shkallën e \$0.1/KWh, energjia maksimale dhe minimale e konsumuar bëhet nga pompa qarkulluese e përkthyer në 58\$/ditë në \$24/ditë e cila është më e vogël sesa gjysma e kostos së energjisë në krahasim me rastin bazë.

Gjithashtu, konsumi i karburantit është kryesisht i varur nga pika e caktuar e temperaturës së ujit furnizues. Ajo tregon se konsumi i përgjithshëm i karburantit në 24 orë në periudhën e ngrohtë është ulur në më shumë se 61% në krahasim me periudhën e ftohtë. Rezultatet grafike të këtyre konsumeve të energjisë janë përshkruar në figurën 5.9 (a-c).

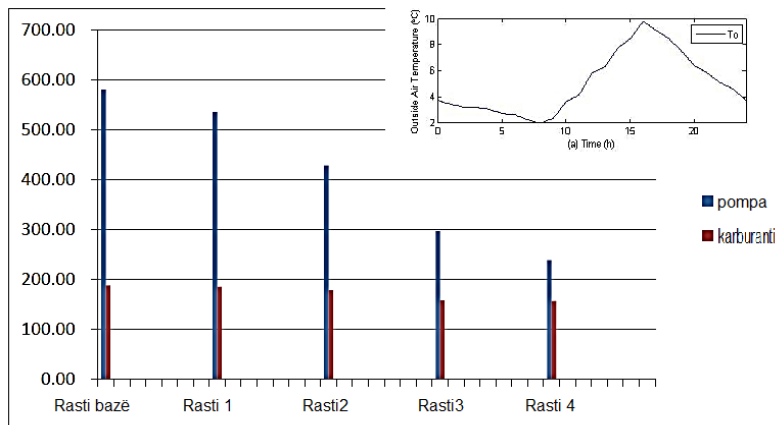
Rezultatet e paraqitura më lart janë veçanërisht të rëndësishme që të nxjerrët në pah ndikimi i parametrin të valvulës balancuese mbi konsumin e energjisë së pompës. Implementimi i këtyre rezultateve të paraqitura në ndërtesa reale pritet të japin kursime të konsiderueshme në fushën e kostove të energjisë së pompës.



(a) Moti më i ftoft ( $t_o = -15 \sim -7^\circ\text{C}$ )



(b) Moti i ftoft ( $t = -7 \sim 2^\circ\text{C}$ )



(c) Moti i nxehtë ( $\epsilon_t = 2 \sim 10^\circ\text{C}$ )

Figura 5.9 (a-c). Konsumi ditor i energjisë nën kushte të ndryshme moti

## 5.9. Përmbledhje e strategjisë së kontrollit të IP

Së pari, një strategji kontrolli IP është përshkruar në këtë kapitull për të kontrolluar temperaturën e ujit në kaldajë dhe temperaturën e ajrit në zonë në kushte reale të motit dhe me çrregullime.

Rezultatet e simulimit të qarqeve të mbyllura tregojnë se reagimi i sistemit të NL është i kënaqshëm dhe të gjitha temperaturat janë mbajtur në pikat e tyre të caktuara. Përveç kësaj, rezultatet tregojnë se strategjia e kontrollit IP mund të kursehet deri në 30.6% të energjisë elektrike dhe 11.5% të kursimit të karburantit krahasuar me kontrollin e qarkut të hapur.

Së dyti, funksioni i optimizimit të kufizuar të shumë-variablave është formuluar dhe zgjidhur në këtë kapitull, ku janë njësuar pikat e caktuara me operim optimal të tilla si temperatura e ujit të kaldajës dhe shkalla e rrjedhjes masore për kushtet ndryshueshme të motit.

Bazuar në pikat optimale, në këtë kapitull janë njësuar pozitat e pikës afër-optimale të hapjes së valvulave balancuese.

Përveç kësaj, rezultatet e simulimit tregojnë se përdorimi i pikës së caktuar optimale të kontrollit mund të kursejë më shumë se 19.7% të energjisë elektrike në krahasim me pikat e caktuara konvencionale të cilat janë të bazuara në përvojë dhe praktikohen në shumicën e ndërtesave.

Së treti, duke krahasuar rezultatet e simulimit të konsumit të energjisë nën kushte të ndryshme, është treguar se kursimi i konsiderueshëm në fushën e energjisë mund të arrihet duke

rregulluar pozitën e valvulave në funksion të temperaturës së jashtme. Rezultatet e simulimit tregojnë se përshtatja e hapjes së valvulave balancuese sipas temperaturës së ajrit të jashtëm mund të kursejë më shumë se 19.9 % të energjisë elektrike në krahasim me pozicionin e konstante të hapjes.

## 6. PËRFUNDIMI

Kontributet e kësaj teze janë në fushën e projektimit të sistemeve, të modelimit termik dhe hidraulik, strategjive të përzgjedhjes së hapjes dhe kontrollit të valvulave balancuese për efikasitetin e energjisë në sistemet e ngrohjes në largësi (sistemi NL). Kontributet specifike dhe konkluzionet në këto fusha janë përmbledhur si më poshtë.

Në kuadër të modelimit të sistemeve të NL janë arritur një varg kontributesh:

- Është hartuar një sistem tipik ngrohjes në largësi duke përdorur metodat e projektimit të gjendjes së qëndrueshme. Sistemi i përgjithshëm është përbërë nga pesë ndërtesa banimi dhe një ndërtesë komerciale.
- Është zhvilluar një model dinamik për të gjithë sistemin NL i cili përshkruan energjinë dhe proceset e bartjes nga burimi i nxehtësisë në terminalin e përdoruesit. Ky model përfshin modelet e nënsistemi të kaldajës, ujit e furnizimit dhe të kthimit, zonën hapësinore të ngrohjes, ngrohësin dhe muret e jashtme të ndërtesave.
- Janë simuluar reagimet dinamike të tërë sistemit të NL. Simulimet korrespondojnë me kushtet e projektimit dhe kushtet reale të motit të cilat përfshijnë humbjet e nxehtësisë të tilla si rrjedhja-derdhja e ujit, humbjet nga rrjetit i tubacioneve dhe çrregullimet të tilla si nga rrezatimi diellor, përfitimet e brendshme të nxehtësisë, etj.
- Rezultatet e simulimit për qarkun e hapur tregojnë marrëdhënien mes temperaturës së ajrit të jashtëm, temperaturës së ajrit të zonës ngrohëse, temperaturës së ujit, dhe normës së rrjedhës së ujit në masë. Rezultatet shprehin parametrat dalës dhe trendët e tyre në funksion të temperaturës së jashtme.

Në kuadër të modelimit të sistemit hidraulik janë arritur këto kontribute:

- Është ndërtuar një model i sistemit hidraulik të NL duke përdorur metodat e gjendjes së qëndrueshme për të studiuar shpërndarjen e presionit të ujit në tërë rrjetin e tubacioneve.
- Janë përcaktuar dhe studiuar rëniet e presionit të ujit nëpër dhe valvulat balancuese dhe të kontrollit të rrjetit të tubave nën kushte të ndryshme hidraulike.
- Është zhvilluar marrëdhënia midis temperaturës së ajrit të jashtëm dhe hapjes së valvulave balancuese duke kombinuar modelin e transmetimit dinamik termik dhe modelin hidraulik për gjendje të qëndrueshme.



- Është vlerësuar përforma e valvulave balancuese në aspektin e pozitës së hapjes së valvulës dhe të temperaturave të ndryshme të ajrit të jashtëm.

Kontributet në kuadër të strategjive të funksionimit të sistemeve të NL janë:

- Është projektuar një strategji e kontrollit IP për të kontrolluar temperaturën e ajrit të zonës ngrohëse dhe temperaturën e ujit në kaldajë
- Është zhvilluar programi i optimizimit për kursimin e energjisë në sistemin e NL-së me parametrat optimal të tillë si temperatura e ujit dhe norma e rrjedhjes në masë të llogaritura për kushtet e ndryshme të motit.
- Rezultatet e simulimit tregojnë se nga strategjia e kontrollit IP mund të kursehet më shumë se 30.6 % e energjisë elektrike dhe 11.5 % e konsumit të karburantit në krahasim me qarkun e hapur të sistemit pa kontroll.
- Rezultatet e simulimit tregojnë se përdorimi i pikave të caktuara të valvulave balancuese me hapje optimale mund të kursejë më shumë se 19.7% të energjisë elektrike në krahasim me pozitat valvulave balancuese fikse të cilat përdoren gjerësisht.

Rezultatet e hulumtimit të kryera në këtë tezë mundësojnë praninë për zhvillimet e mëtejshme në studimin e strategjisë së kontrollit dhe të funksionimit – operimit optimal të sistemeve të NL. Kështu kontributet në kuadër të rekomandimeve për hulumtimet e ardhshme janë:

- Valvulat balancuese në qarqe mund të kontrollohen automatikisht nga kontrollorët në mënyrë që të përmirësojnë reagimet e sistemit të NL në funksion të ndryshimeve sezonale në temperaturën e ajrit të jashtëm.
- Një variabël kontrolluese me frekuencë të shpejtësisë mund të shtohet në pompën qarkulluese për të përmirësuar efikasitetin e energjisë.
- Pompa furnizuese e ujit mund të kontrollohet për të mbajtur të pandryshueshëm – konstant presionin diferencial në sistem me qëllim për të mbajtur konstantë nivelin e ujit furnizues.
- Përmirësimi i strategjisë së kontrollit për kontrollin e temperaturës së ajrit të zonës është i rekomanduar kur luhatjet e theksuara në fitimet e brendshme të nxehtësisë paraqiten në ndërtesa.

## Referencat

- [1] ASHRAE, ASHRAE Handbook-HVAC Systems and Equipment 2008, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 2008
- [2] Baoping Xu, Lin Fu, Hongfa Di, Dynamic simulation of space heating systems with radiators controlled by TRVs in buildings, *Energy and Buildings*, 40 (2008), 1755–1764
- [3] Kemal Comakli, BedriYuksel & Omer Comakli, Evaluation of energy and energy losses in district heating network, *Applied Thermal Engineering*, 24 (2004)
- [4] M.A.A. Shoukat Choudhury, N.F. Thornhill, S.L. Shah, Modelling valve stiction, *Control Engineering Practice*, 13 (2005), 641–658
- [5] Mauro Gamberi, Riccardo Manzini, Alberto Regattieri, Simulink simulator for building hydronic heating systems using the Newton–Raphson algorithm, *Energy and Buildings*, 41 (2009), 848–855
- [6] Vladimir D. Stevanovic, BranislavZivkovic, SanjaPrica, Blazenka Maslovaric, Vladan Karamarkovic, Vojin Trkulja, Prediction of thermal transients in district heating systems, *Energy Conversion and Management*, 50 (2009), 2167–2173
- [7] Akademik Fejzullah Krasniqi, *Termoelektrocentralet e Kosovës*, ASHAK, Prishtinë, 2014
- [8] Xhevat Berisha, *Stabilimentet termoenergjetike*, UP, Prishtinë, 2007
- [9] Bashkim Gjurgjeala, *Efikasiteti Punues i Termocentralit Elektrik*, KEK, Prishtinë, 2007
- [10] Mauro Gamberi, Riccardo Manzini, Alberto Regattieri, IMITUES për ndërtimin e sistemeve të ngrohjes hydronic duke përdorur algoritmin Newton-Raphson, *Energjia dhe Ndërtesat*, 41 (2009), 848-855.