

Универзитет у Београду  
Машински факултет

Урош М. Милованчевић

**Утицај кондензације влаге  
на перформансе хладњака ваздуха  
са оребреним цевима**

Докторска дисертација

Београд, 2016. година

Универзитет у Београду  
Машински факултет

Урош М. Милованчевић

**Утицај кондензације влаге  
на перформансе хладњака ваздуха  
са оребреним цевима**

Докторска дисертација

Београд, 2016. година

University of Belgrade  
Faculty of Mechanical Engineering

Uroš M. Milovančević

**The effect of moisture condensation on the  
performances of the finned tube air cooler**

Doctoral dissertation

Belgrade, 2016.

Комисија за преглед, оцену и одбрану докторске дисертације кандидата Уроша М. Милованчевића, под насловом „Утицај кондензације влаге на перформансе хладњака ваздуха са оребреним цевима“, је у саставу:

ментор ред. проф. др Србислав Генић, дипл. инж. маш., Универзитет у Београду,  
Машински факултет

ред. проф. др Бранислав Јаћимовић, дипл. инж. маш., Универзитет у Београду,  
Машински факултет

ред. проф. др Франц Коси, дипл. инж. маш., Универзитет у Београду, Машински  
факултет

ред. проф. др Драган Туцаковић, дипл. инж. маш., Универзитет у Београду, Машински  
факултет

ред. проф. др Дорин Лелеа, дипл. инж. маш., Универзитет Политехника из Темишвара  
(Румунија), Машински факултет

Датум јавне одбране дисертације: \_\_\_\_\_

Искористио бих ову прилику да се посебно искрено захвалим свом ментору, Професору Србиславу Генићу, за његове драгоцене савете, предусретљивост, пажљивост и пријатељску непрекидну помоћ и то не само током израде ове дисертације.

Изразио бих искрену захвалност и мојим драгим професорима Браниславу Јаћимовићу и Францу Косију, мом Шефу, јер овај рад не би било могуће остварити без њихове сталне подршке, упорности, стрпљења и савета.

Искрено бих се захвалио и поштованим професорима Александру Обрадовићу, Александру Седмаку и Драгану Лазићу, на саветима и помоћи коју су ми пружили у разним фазама израде овог рада.

Наравно, захваљујем се и професорима Драгану Туцаковићу и Дорину Лелеи на сугестијама да овај рад буде што бољи.

Такође, захвалио бих се свим појединцима и фирмама који су потпомогли да се изврши експериментални део овог рада, а ту пре свих других мислим на Господу: Душка Гајића и Зорана Спиридоновског из предузећа „Термофриз“ из Умке, Александра Минића и Михаила Хаџи-Ђорђевића из „IMI Hydronic Engineering“, као и Душана Елеза из „АТМ Control“ из Београда.

Захвалност дугујем и запосленима на Машинском факултету у Београду и предузећу „Термофриз“, који су помогли у овом истраживању, као и колегама и пријатељима, који су битно допринели мом раду на овој дисертацији својим саветима и размишљањима.

На крају, са неумањеном важношћу и са највећим Хвала, захваљујем се мојим родитељима, мојој породици и мојој Катарини, на свим делима и речима подршке, охрабрења и љубави, без којих не би било ове дисертације.

лето Господње 2016. године, 10. јун

Искрено,

Урош Милованчевић

## УТИЦАЈ КОНДЕНЗАЦИЈЕ ВЛАГЕ НА ПЕРФОРМАНСЕ ХЛАДЊАКА ВАЗДУХА СА ОРЕБРЕНИМ ЦЕВИМА

### Резиме

Хладњаци ваздуха су веома често коришћени уређаји у области термотехнике и процесне технике. У одређеним радним режимима, хлађење ваздуха се одвија тако да се део влаге из ваздуха кондензује на спољашњој површини оребрених цеви. У овој докторској дисертацији обављено је истраживање различитих радних режима хладњака ваздуха кроз рад који је обухватио следеће фазе:

- преглед и критичко разматрање литературних извора;
- математичко моделирање кондензације влаге из вадуха на оребреној површини за размену топлоте;
- пројектовање, израда, монтажа и пуштање у рад експерименталне инсталације;
- мерења радних параметара хладњака ваздуха при режимима са и без кондензације влаге;
- обрада резултата мерења, њихова анализа и поређење са резултатима из релевантних литературних извора, уз извођење одговарајућих закључака.

У најкраћем, као резултат рада на овој дисертацији, може да се истакне следеће:

- извршено је математичко моделирање сложеног феномена транспорта топлоте и супстанције при кондензацији влаге из ваздуха;
- на основу сопствених истраживања, као и на основу литературних извора, добијене су критеријумске једначине за прорачун коефицијента прелаза топлоте и коефицијента трења;
- успостављена је поуздана процедура за прорачун топлотних перформанси и пада притиска са стране ваздуха код ваздушних хладњака, која се на основу квалитетних статистичких показатеља може препоручити за решавање практичних инжењерских проблема у области термотехнике, процесне технике и енергетике.

**Кључне речи:** размењивач топлоте са оребреним цевима, хлађење ваздуха, кондензација влаге из ваздуха, пад притиска, коефицијенти прелаза топлоте и супстанције

**Научна област:** Техничке науке, Машинство

**Ужа научна област:** Термотехника, КГХ

**УДК број:** 66.045.1:536.423.18(043.3)

536.2.022(043.3)

## THE EFFECT OF MOISTURE CONDENSATION ON THE PERFORMANCES OF THE FINNED TUBE AIR COOLER

### **Abstract**

Air coolers are frequently used apparatuses in HVAC&R systems and process engineering. In certain operating regimes, cooling of air on the outer surface of finned tubes produces the condensation of moisture from air. Within doctoral thesis the research was done through the following phases:

- survey and critical review of the literature sources;
- mathematical modeling of moisture condensation from air on the finned heat exchange surface;
- design, manufacture, installation and commissioning of the experimental setup;
- measurements of operating parameters of an air cooler(s) in regimes with and without moisture condensation;
- analysis of the results of measurement and the comparison with results published in relevant literature sources, along with the drawing of conclusions.

Briefly, next results are listed as the contribution of this thesis:

- the mathematical modeling of complex heat and mass transfer phenomena that occurs during the moisture condensation from the air was carried out;
- based on the own research, as well as on literature sources, there were obtained criterial equations for calculation of the coefficient heat transfer and the coefficient of friction;
- reliable procedure for the calculation of thermal performances and pressure drop in regimes with and without moisture condensation was established. On the basis of the favorably statistical indicators this procedure can be recommended for solving of practical problems in the field of HVAC and process engineering.



**Key words:** tubular plate-fin heat exchanger, cooling of air, condensation of air moisture, pressure drop, coefficients of heat and mass transfer

**Scientific field:** Technical science, Mechanical engineering

**Narrow scientific field:** Thermal science, HVAC&R

**UDC number:** 66.045.1:536.423.18(043.3)  
536.2.022(043.3)

## САДРЖАЈ

1	УВОДНА РАЗМАТРАЊА.....	5
2	ТЕОРИЈСКА РАЗМАТРАЊА.....	9
2.1	ГЕНЕРАЛНИ ОСВРТ НА ХЛАДЊАКЕ ВАЗДУХА СА ОРЕБРЕНИМ ЦЕВИМА, ЊИХОВЕ ОСНОВНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ И ПРИМЕНА .....	9
2.1.1	Размењивачи топлоте хлађени ваздухом и њихове конструкционе карактеристике.....	12
2.1.2	Цеви и цевни сноп .....	16
2.1.3	Коморе за увођење, одвођење и скретање топлијег флуида.....	17
2.1.4	Струјање ваздуха код размењивача топлоте са оребреним цевима...	19
2.1.5	Струјне машине за размењиваче топлоте са оребреним цевима .....	21
2.1.6	Избор прорачунске температуре ваздуха код размењивача топлоте са ваздушним хлађењем .....	24
2.1.7	Размењивачи топлоте са оребреним цевима смештени у канале.....	26
2.1.8	Размењивачи топлоте са оребреним цевима за потребе хлађења и сушења гасова .....	27
2.2	РАЗМЕНА ТОПЛОТЕ И ПАД ПРИТИСКА КОД РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ СА ОРЕБРЕНИМ ЦЕВИМА.....	29
2.2.1	Теорија сличности .....	29
2.2.2	Сличност физичких појава .....	30
2.2.3	Теореме теорије сличности.....	32
2.2.4	Критеријуми сличности и критеријумске једначине при транспорту количине кретања .....	34
2.2.5	Критеријуми сличности и критеријумске једначине за размену топлоте .....	37
2.2.6	Критеријуми сличности и критеријумске једначине за размену супстанције.....	39
2.2.7	Аналогија преноса количине кретања, топлоте и супстанције.....	43

2.3	РАЗМЕЊИВАЧИ ТОПЛОТЕ ЗА ХЛАЂЕЊЕ ВАЗДУХА.....	44
2.3.1	Билансне једначине за размењивач топлоте.....	45
2.3.2	Основне билансне једначине за елементарну површину размене топлоте при кондензацији паре.....	47
2.3.3	Издајање влаге дуж оребрене површине за размену.....	50
2.3.4	Привидни коефицијент прелаза топлоте при хлађењу влажног гаса.....	53
2.3.5	Анализа случаја пресићеног влажног ваздуха на излазу из елементарне површине $dS_1$ .....	56
3	ПРЕГЛЕД ПОДАТАКА ИЗ ДОСТУПНЕ ЛИТЕРАТУРЕ.....	58
3.1	McQuiston (Меквистон).....	58
3.2	Halici, Taumaz, Gunduz (Халици, Тајмаз, Гундуз).....	60
3.3	Jang, Lai, Liu (Јанг, Лаи, Лиу).....	61
3.4	Kim, Joun, Bullard (Ким, Јун, Булард).....	62
3.5	Nuntaphan, Kiatsiriroat, Wang (Нунтафан, Киатсирироат, Ванг).....	63
3.6	Mirth, Ramadhyan (Мирт, Рамадиани).....	65
3.7	Ma, Ding, Zhang, Wang (Ма, Динг, Жанг, Ванг).....	66
3.8	Park, Jacobi (Парк, Џејкоби).....	67
3.9	Wang, Lin, Lee (Ванг, Лин, Ли).....	68
3.10	Halici, Taumaz (Халици, Тајмаз).....	69
3.11	Kim, Kim (Ким, Ким).....	70
4	ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИНСТАЛАЦИЈА И РЕЗУЛТАТИ МЕРЕЊА.....	73
4.1	ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛНЕ ИНСТАЛАЦИЈЕ.....	73
4.1.1	Услови за извођење експеримента.....	78
4.2	МАТЕМАТИЧКА ОБРАДА РЕЗУЛТАТА ЕКСПЕРИМЕНАТА.....	79
4.2.1	Процена квалитета експерименталних резултата.....	80
5	МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ И АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА.....	88
5.1	ГЕОМЕТРИЈСКЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ СА ЛАМЕЛАСТИМ РЕБРИМА ПОТРЕБНЕ ЗА АНАЛИЗУ ТОПЛОТНИХ ПЕРФОРМАНСИ И ПАДА ПРИТИСКА.....	88

5.2	ПРОРАЧУН И АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА ПАДА ПРИТИСКА И ПРЕЛАЗА ТОПЛОТЕ И ВЛАГЕ НА ОРЕБРЕНОЈ ПОВРШИНИ.....	91
5.2.1	Анализа података добијених мерењима у сувим режимима .....	92
5.2.2	Анализа података добијених мерењима у режимима са кондензацијом влаге.....	93
6	ЗАКЉУЧНА РАЗМАТРАЊА .....	110
7	ПРИЛОЗИ.....	117

Списак ознака коришћених у дисертацији:

$f$	Фенингов фактор, -,
$h$	специфична енталпија, kJ/kg,
$j_H$	Чилтон – Колбурнов фактор, -,
$k$	коэффициент пролаза топлоте, W/(m <sup>2</sup> K)
$m$	масени проток, kg/s,
$p$	притисак, Pa,
$Q$	топлотна снага РТ, kW,
$S$	површина, m <sup>2</sup> ,
$t$	температура, °C,
$V$	запремински проток, m <sup>3</sup> /s,

Списак коришћених грчких слова:

$\alpha$	коэффициент прелаза топлоте, W/(m <sup>2</sup> K),
$\beta_Y$	коэффициент прелаза влаге, kg <sub>sv</sub> /(m <sup>2</sup> s),
$\varphi$	релативна влажност ваздуха, %,
$\varepsilon_t$	корекциони фактор за средњу температурску разлику,
$\xi$	коэффициент отпора струјању ваздуха, -,
$\theta$	ефикасност оребрења, -,
$\eta$	ефикасност оребрене површине, -,

Индекси:

$1$	топлији флуид,
$2$	хладнији флуид,
$k$	крајње стање,
$p$	почетно стање,
$R$	стање росе,
$zas$	стање засићења.

## 1 УВОДНА РАЗМАТРАЊА

У условима техничке примене хлађења влажних гасова у енергетским и процесним постројењима често долази до издвајања кондензата из влажног ваздуха на површини тих апарата. Веома чести примери из индустријске праксе су: хлађење ваздуха у расхладним постројењима, хлађење продуката сагоревања у термоенергетици и хлађење различитих гасова у постројењима процесне индустрије.

Појава кондензације влаге из гасова у значајној мери мења топлотне и струјне перформансе размењивача топлоте. Посебан проблем представља одређивање меродавних параметара процеса кондензације паре, имајући у виду међусобну повезаност феномена транспорта топлоте, супстанције и количине кретања. Постојеће методе аналогија физичких појава, које се користе у разматрању ових феномена, представљају генерализовани приступ за одређивање перформанси размењивача топлоте.

Генерално говорећи, предвиђање понашања размењивача топлоте са оребреним цевима при реалним експлоатационим условима, заснива се на искуствима стеченим на основу анализе понашања апарата геометријски сличних конструкција, као и на основу многобројних истраживања спроведених у последњих тридесетак, па и више година. Постоји велики број радова, као и експерименталних и нумеричких података, доступних за најразличитије конструкције и услове рада размењивача топлоте са оребреним цевима којима се размењује само сензибилна (тзв. сува) топлота у оквиру којих су разматрани размењивачи са различитим димензијама, типовима оребрења, распоредима цеви, бројем цевних редова, итд. За хладњаке ваздуха са оребреним цевима данас се у литератури може наћи велики број корелација за израчунавање коефицијената отпора струјања ваздуха и прелаза топлоте, за дефинисане опсеге Рејнолдсових бројева у карактеристичним пресецима струјања.

Са друге стране, детаљнија анализа расположиве литературе показује да радови, у којима се истражује проблематика размене топлоте уз издвајање влаге на површини размењивача топлоте, нису бројни те се доводи у питање њихова могућност примене у реалним ситуацијама у којима се од инжењера очекују прецизна решења и ставови. Због тога се постављају следећа питања. Шта се од података доступних у литератури може искористити за потребе инжењерских прорачуна размене влажне количине топлоте на површини размењивача? И последично, коју методологију прорачуна коефицијената прелаза топлоте и влаге препоручити као релевантну за одређене условима рада апарата?

Подстакнуто управо овим питањима, у раду на дисертацији се експерименталним и теоријским истраживањима пажња усмерава на проблеме хлађења и сушења ваздуха, као и упоређивањима тако добијених резултата са вредностима објављеним у доступној научно–стручној литератури. Крајњи циљ истраживања је био одређивање довољно поузданих корелационих односа потребних за израчунавање коефицијената трења и прелаза топлоте и влаге. Тако се у раним фазама рада на овој дисертацији дошло до следећег плана истраживања ове проблематике, а наслоњен на дотадашње резултате кандидатовог рада, приказан је у наставку таксативно, уз навођење очекиваних исхода ове дисертације:

1. Систематизација и критичка анализа научно–стручне литературе.
2. Развој математичких модела за одређивање физичких и транспортних карактеристика бинарних смеса и феномена преноса топлоте и супстанције у процесима хлађења влажног ваздуха.
3. Анализа термотехничких параметара размењивача топлоте са оребреним цевима (у наставку, скраћено, РТ), као и симулације рада РТ.
4. Разрада алгоритама, као и израда математичких процедура за прорачун струјно–термичких перформанси РТ при одређеним експлоатационим условима.

5. Струјно–термички прорачун и припрема техничке документације за израду физичког модела (пројектовање и израда експерименталне инсталације полуиндустријског типа).
6. Развој метода мерења релевантних величина.
7. Експериментални рад на мерењу и одређивању меродавних параметара размењивача топлоте – хладњака ваздуха, на полуиндустријској инсталацији.
8. Анализа и статистичка обрада експерименталних резултата.
9. Формирање метода за прорачун струјно – термичких перформанси апарата у реалним условима експлоатације.
10. Извођење закључака.

У раду на овој докторској дисертацији који је потом следио, испитивани су различити режими рада хладњака ваздуха са оребреним цевима (планом истраживања предвиђена су два РТ истог типа) при кондензацији паре из ваздуха. Експериментална истраживања су спроведена на самостално пројектованој инсталацији, која је направљена и монтирана у погону једног од произвођача ове опреме (конкретно, „Термофриз“ из Умке, чијем се власнику и запосленима, на овом месту и овом приликом још једном искрено захваљујем).

Кондензација паре при хлађењу ваздуха значајно утиче на размену топлоте, односно размењена латентна топлота (може да) има велики удео у укупној топлотној снази. У овој дисертацији су обухваћени експериментални подаци доступни у литератури и урађен је њихов упоредни приказ са резултатима до којих је кандидат дошао сопственим мерењима.

Дакле, полазна претпоставка је била да су коефицијенти прелаза топлоте и супстанције, као и пад притиска на размењивачу са унапред дефинисаном геометријом, међусобно повезани и условљени, као и да кључно зависе од:

- интензитета кондензације (издвајања) влаге на површини размењивача,
- флуидодинамичких параметара наструјавајућег ваздуха,
- температуре на површини размењивача топлоте у зависности од физичких карактеристика и услова струјања хладнијег флуида.



При свему овоме се истиче да су основни научни методи у реализацији истраживања у оквиру ове докторске дисертације експериментално испитивање и математичка анализа и моделирање. Развој физичког и прорачунског модела је битан за одређивање и прорачун релевантних параметара рада РТ. Применом теорије сличности, уз одговарајуће статистичке методе, одређене су меродавне критеријумске зависности пада притиска, као и коефицијената прелаза, дакле, израза погодних за инжењерску праксу. На крају, дато је и критичко упоређивање добијених експерименталних података, са резултатима доступним у литератури.

На крају увода у ову дисертацију, потребно је да се још једном, али у најкраћој форми, истакну остварени резултати:

- осмишљена је, пројектована и израђена експериментална инсталација за испитивање струјно–термичких перформанси рада хладњака ваздуха – размењивача топлоте са оребреним цевима у условима издвајања влаге;
- дефинисани су сви меродавни параметри неопходни за добијање корелације пада притиска и коефицијената прелаза;
- одређене су и потврђене критеријумске зависности за израчунавање пада притиска и коефицијента прелаза топлоте и
- коначно, одређене су и потврђене прорачунске процедуре за израчунавање топлотне снаге и протока кондензата влаге.

## **2 ТЕОРИЈСКА РАЗМАТРАЊА**

### **2.1 ГЕНЕРАЛНИ ОСВРТ НА ХЛАДЊАКЕ ВАЗДУХА СА ОРЕБРЕНИМ ЦЕВИМА, ЊИХОВЕ ОСНОВНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ И ПРИМЕНА**

У свету машинства је опште раширен став да се сва опрема која се у процесној индустрији користи за обављање одговарајућих технолошких процеса потребних за претварање неког полазног материјала у одређени крајњи производ, разврстава у основну опрему (апарати и машине) и помоћну опрему. Тако се за апарате каже да припадају групи машинских уређаја у којима се одвијају одређене технолошке операције које се остварују првенствено при кретању одговарајућих радних медијума кроз тај уређај, затим деловањем радних медијума једних на друге, као и евентуалном разменом енергије (топлоте или механичког рада) која се доводи или одводи. Тако се уопштено у свету машинства и закључује, да се апарати користе за механичке, флуидодинамичке, топлотне, дифузионе, биотехнолошке и хемијске операције, потребне за обављање одговарајућих технолошких процеса.

У овом раду се разматрају топлотни апарати, хладњаци ваздуха, односно размењивачи топлоте са оребреним цевима, који се веома широко користе у термотехници, процесној техници и термоенергетици. Поред ових наведених области које припадају машинском инжењерству, у којима су ови апарати неопходни за реализацију технолошких процеса у улогама хладњака, загрејача, испаривача или кондензатора, хладњаци ваздуха се широко користе и као помоћни уређаји у читавом низу других техничких, сложенијих система (на пример, омогућавају рад мотора са унутрашњим сагоревањем, деловање фриксионих кочионих система, затим рад електро–трансформаторских уређаја,...).

Генерално, РТ са оребреним цевима се најчешће употребљавају при размени топлоте са флуидима које карактерише мала вредност коефицијента прелаза топлоте (као последица мале топлотне проводности и мале густине – случај ваздуха, затим разних индустријских гасова, димних гасова,...). Мале вредности

кофицијената прелаза топлоте са стране гасовитог медијума, могу да се у одређеној мери компензују повећањем површине РТ што се врши уградњом оребрења различитих облика и димензија. На тај начин се површина за размену топлоте може повећати неколико десетина пута у односу на апарате са неоревреним површинама. Када се све ово има у виду, поред услова везаних за размену топлоте, тада се при разматрању хладњака ваздуха са оревреним цевима пред ове апарате поставља и оштар услов везан за пад притиска при струјању флуида кроз њега.

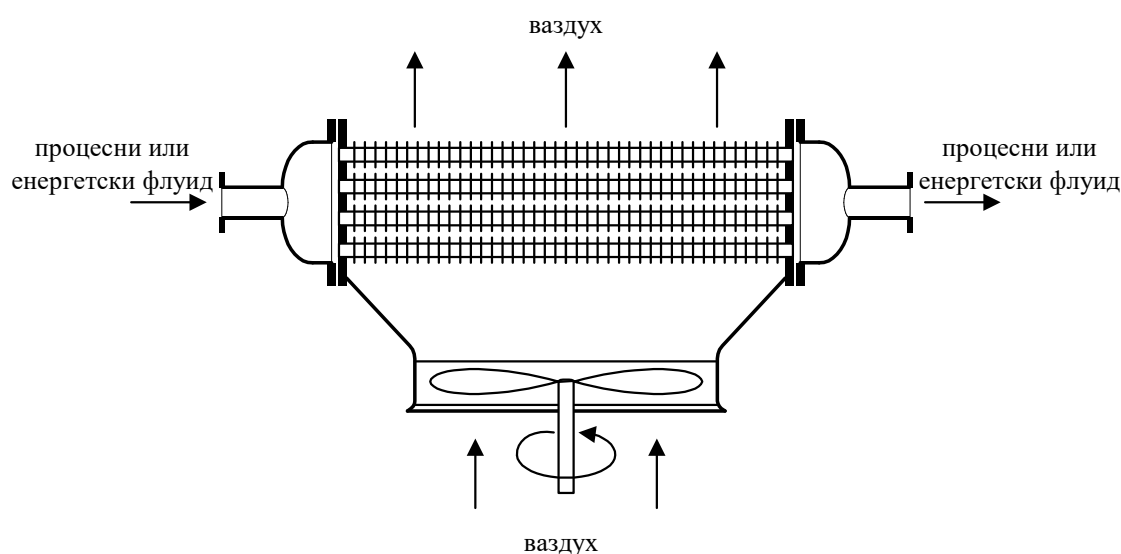
Размењивачи топлоте са оревреним цевима припадају групи рекуперативних размењивача топлоте, код којих су флуиди између којих се размењује топлота раздвојени непропусном баријером [1]. Дакле, то су апарати код којих су цеви у снопу, а ореврене су са спољашње стране, тако да кроз те цеви протиче енергетски или процесни флуид, а са спољашње стране ових цеви протичу гасови.

У случајевима када се овакви апарати користе за хлађење енергетских (процесних) флуида, као хладнији флуид може се користити ваздух. Тада се ови апарати зову и размењивачи топлоте хлађени ваздухом, односно ваздушни хладњаци. Код ваздушних хладњака треба разликовати следећа два типа: са принудним и природним струјањем гаса – ваздуха. Вентилатори, којима се омогућава принудно струјање ваздуха, могу бити усисни или потисни, а по типу се користе аксијални и радијални (уз напомену, да се у пракси чешће користе аксијални вентилатори усисног типа). Овде треба нагласити да је у зависности од климатских услова у току године, тј. у зависности од режима и оперативних параметара рада инсталације, често потребно мењати проток ваздуха кроз хладњаке. Технички, те промене се по потреби изводе на следеће начине: променом броја обртаја вентилаторског кола, променом угла лопатица вентилатора (угао захвата ваздуха лопатицом) или додавањем вештачких отпора струјању, нпр. помоћу жалузина (кинематски покретних површина којима се усмерава струја ваздуха).

Ваздушни хладњаци се као врста размењивача топлоте (тип размењивача) користе у областима термотехнике, процесне технике и термоенергетике. Њихова

примена је веома широка, те се често користе и као помоћни уређаји у другим доменима машинске технике: код различитих врста мотора – мотора са унутрашњим сагоревањем, електро мотора,... Начелно, када температурски режими дозвољавају употребу ваздуха и/или када нема других решења – јер нема, на пример, довољно воде, коришћење овог типа апарата је практично једино прихватљиво техничко решење.

Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем је шематски приказан на слици 2.1.



**Слика 2.1** Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем [1]

Требало би нагласити да су ово веома компактни апарати, јер имају веома велику површину за размену топлоте у односу на саму запремину апарата (габаритне димензије). Велика површина за размену топлоте се постиже великом површином ребара на цевима, те се тако компензује мали интензитет прелаза топлоте између гаса и спољашње површине цеви. Та њихова компактност као карактеристика, свакако долази у први план приликом њихове примене у случајевима када је простор за њихово смештање и даљи рад, веома мали (нпр. моторски простори у моторним возилима су релативно мали). [2]

Инжењерски захтев да овај тип размењивача топлоте треба да буде веома компактан, је веома осетљив када су у питању технологија производње и цене коштања таквог производа. Укупни трошкови фабрикације размењивача топлоте

са оребреним цевима, зависе са једне стране од количине и цене потребног материјала за цеви, ребра и остале елементе, као и са друге стране од трошкова израде ове оребрене структуре, што мање вредности контактеног отпора простирању топлоте између цеви и оребрења, уз стално присутно питање везано за пад притиска радних флуида [3]. Поступком оребравања цеви, површина за размену топлоте може се увећати и за преко 50 пута у односу на неоребрене цеви, али тада питања цене и пада притиска потиру жељене ефекте. Тако се у индустријској пракси најчешће користе размењивачи топлоте са оребреним цевима који имају оребравањем добијену површину за размену топлоте увећану за 5 до 25 пута у односу на случај када би цеви биле неоребрене. При свему овоме је и даље стално присутно питање везано за пад притиска радних флуида. Дакле, поред услова везаних за размену топлоте, пред хладњаке ваздуха са оребреним цевима се увек поставља и општар услов везан за пад притиска до којег долази при струјању кроз њих.

У хладњацима ваздуха са оребреним цевима користе се цеви оребрене са спољашње, а у појединим случајевима и са унутрашње стране. Циљ оваквог оребравања је турбулизација флуидног тока кроз цеви, при чему ребра могу бити изведена подужно и попречно у односу на подужну осу цеви.

У овој дисертацији се разматрају хладњаци ваздуха са оребреним цевима, као размењивачи топлоте израђени са попречним ребрима постављеним на спољашњу страну цеви.

Овакви апарати се према својој намени деле у две групе: 1) размењивачи топлоте хлађени ваздухом и 2) размењивачи топлоте смештени у канале.

### **2.1.1 Размењивачи топлоте хлађени ваздухом и њихове конструкционе карактеристике**

У цевима ових РТ се одвија хлађење или кондензација, топлијег флуида (процесног или енергетског), а ваздух, који попречно струји на оребрени цевни сноп, стиже из околине апарата – амбијентални ваздух. Са применом ваздуха за хлађење (за кондензацију) у индустријским постројењима, почело се почетком двадесетог века у тадашњој нафтној индустрији (прва рафинерија са комплетним

ваздушним хлађењем изграђена је 1948.). Како вода, као радни флуид потребан за хлађење, кроз време постаје све скупљи и драгоценији ресурс, тако употреба ваздушних хладњака у данашње време постаје све учесталија. Одатле се и ваздушни кондензатори на пример, у великој мери користе и у расхладној техници, као апарати са природним струјањем ваздуха за потребе малих капацитета (кућни расхладни уређаји – фрижидери и замрзивачи) и са принудним струјањем ваздуха за потребе већих топлотних снага.

Требало би да се истакне неколико напомена, предности и недостатака, при разматрању размењивача топлоте хлађених ваздухом. За разлику од воде, са ваздухом је интензитет размене топлоте мањи, па је због мањег коефицијента прелаза топлоте са стране ваздуха, неопходно оребравање цеви. Са те стране посматрано, тако се повећава цена производње ових апарата, а тиме и њихова продајна цена расте, те им је то мана. У мане размењивача топлоте хлађених ваздухом се могу убројати и велике осцилације спољних температура ваздуха, као и бука коју стварају њихови вентилатори. Са друге стране, одређене предности су:

- ваздух је стално и свуда доступан и може да се користи без ограничења, а са водом као радним флуидом за хлађење, то није случај, јер је њено коришћење везано за локације које су у близини реке, мора ...;
- као радни флуид за хлађење, ваздух не захтева неку посебну припрему – генерално он у некој значајнијој мери не делује кородивно на материјале од којих се праве цеви и њихова оребрења, тако да су и отпори провођењу топлоте који би били изазвани кородираним и запрљаним површинама цеви и ребара знатно мањи него у случају коришћења воде;
- употребом ваздуха као радног флуида за хлађење, притисак са стране ваздуха је близак атмосферском, тако да се механичка напрезања делова апарата јављају само услед притиска топлијег флуида (процесног или енергетског), а то значајно поједностављује конструкцију оваквих апарата;
- даље, употребом ваздуха као радног флуида за хлађење, он се загрева, али, загревање ваздуха током размене топлоте значајно мање утиче на околину у еколошком смислу него загревање воде, а нимало није занемарљива разлика

и у случају евентуалног цурења процесног флуида, јер су цурења у воду много опаснија од цурења у ваздух.

Ваздушни хладњаци захтавају несметано струјање ваздуха, па се због тога у највећем броју случајева монтирају на отвореном простору, довољно удаљени од других зграда, објеката... Наглашава се да је потребан простор за монтажу и рад ваздушног хладњака, већи него за водени хладњак, изузев ако је водени хладњак повезан са кулом за циркулационо хлађење воде, па су ови простори тада сличних димензија. [1]

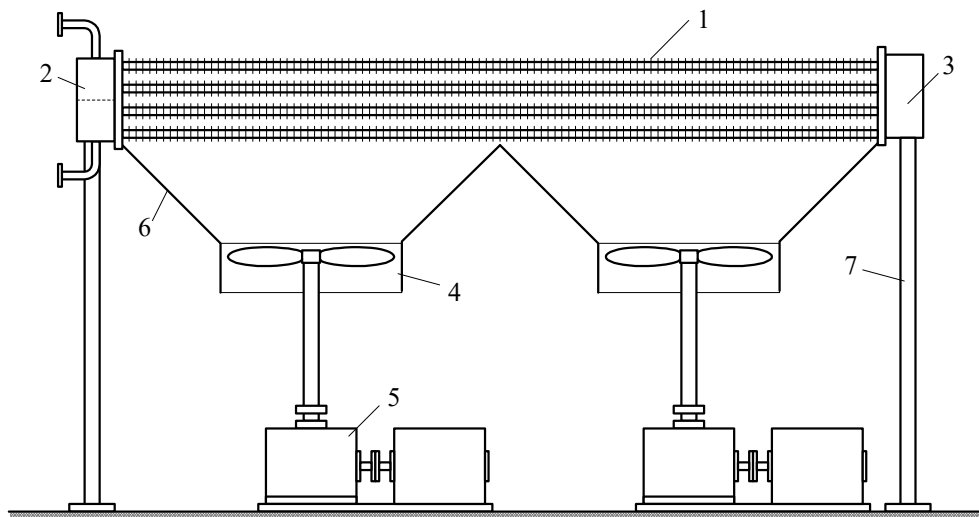
Генерално говорећи, при избору типа ових апарата, размишљањима у распону питања од специфичности технолошког процеса, локацијских околности и других утицаја, до чињеница да ваздушни хладњаци захтевају и до четири пута веће инвестиционе трошкове и да у исто време обезбеђују до четири пута мање експлоатационе трошкове, у односу на размењиваче топлоте са водом као хладнијим флуидом, инжењери треба да процене и једно и друго решење, што ни мало није лако.

Шематски приказ размењивача топлоте са ваздушним хлађењем и потисним струјањем ваздуха, које се остварује помоћу вентилатора, је дат на слици 2.2, док је на слици 2.3 приказ РТ са вентилаторима са усисним струјањем ваздуха.

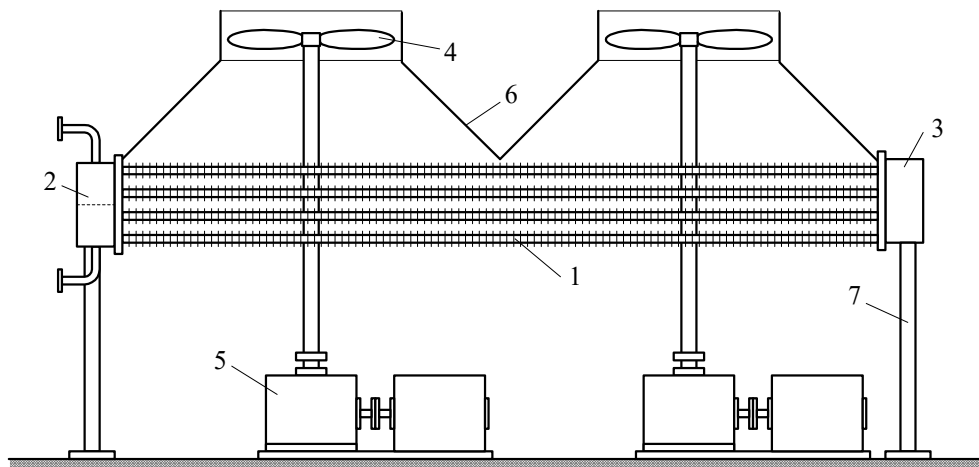
Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем се састоји од цевног снопа (поз. 1) са оребреним цевима и комора за увођење и одвођење процесног/енергетског флуида (поз. 2), као и његово скретање (поз. 3). На одговарајућим местима на коморама постављају се прикључци за пражњење и одваздушење, а на цевним прикључцима и прикључци за мерење величина стања радних флуида, као што су притисак, односно температура.

Струјање ваздуха се остварује помоћу вентилатора (поз. 4), који се покреће електромотором са редуктором (поз. 5). У односу на смер струјања ваздуха вентилатори се постављају испред цевног снопа уколико треба да обезбеде потисно струјање ваздуха, односно иза снопа ако је у питању усисно струјање. Између цевног снопа и вентилатора се поставља комора за дистрибуцију ваздуха (поз. 6). Ослонци апарата (поз. 7) се постављају испод комора, при чему је један

од ослонаца покретан и дозвољава растерећење услед напрезања изазваних топлотним дилатацијама делова апарата.



**Слика 2.2** Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем са потисним вентилаторима



**Слика 2.3** Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем са усисним вентилаторима

Посебну групу ваздушних хладњака чине кондензатори за расхладне уређаје у домаћинству [4]. То су размењивачи топлоте малог капацитета, код којих се користи природна конвекција. Пречник цеви ових размењивача је неколико милиметара, а цевна змија се оребрава ребрима од жице, лима или се користе



ламеласти ребра. С обзиром да је код ових апарата коефицијент прелаза топлоте са стране ваздуха врло мали (обично  $3 \div 5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ), потребно је често чишћење спољашње површине за размену топлоте, као и постављање апарата довољно далеко од зидова, ради обезбеђења несметане циркулације ваздуха.

### 2.1.2 Цев и цевни сноп

Уколико не постоје неки посебни захтеви, цев и размењивач топлоте са ваздушним хлађењем се обично израђују од угљеничних челика, а ребра од алуминијума. Уколико је процесни флуид агресиван основна цев може бити и од других материјала (легирани челици, бакар, итд.), а исто важи и за ваздух ако садржи нечистоће (у виду капљица, пара, чврсте фазе, итд.) које могу да оштете алуминијумска ребра.

Распоред цев и цевном снопу је најчешће троугласти (по теменима једнакостраничног троугла). Пречник цев ( $d_s, \text{m}$ ) се креће у границама од 10 mm (за расхладне уређаје са фреоном), па до 50 mm (у петрохемијској индустрији), а најчешће се користе цев са спољашњим пречником од 25 mm. Уобичајени опсег геометријских параметара оребрених цев за ову врсту апарата, према [1], [4], [5], [6], [7] је следећи:

- висина ребра  $h_r = (0,4 \div 0,75) \cdot d_s$  ;
- број ребра по јединици дужине цев  $N_r = 275 \div 625 \text{ m}^{-1}$  ;
- дебљина ребра  $\delta_r = 0,3 \div 0,5 \text{ mm}$  ;
- корак цев (подужни и попречни)  $(2 \div 2,75) \cdot d_s$  ;
- однос укупне површине са спољашње стране цев и површине исте цев када не би имала ребра (коефицијент оребравања) се обично креће до 25.

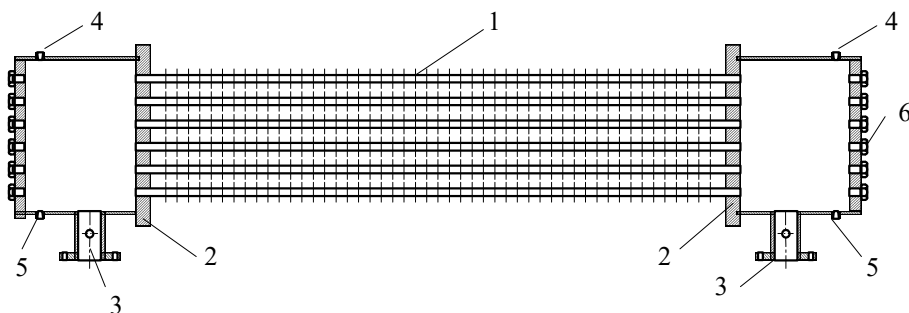
Цевни сноп се код ове врсте апарата израђује у дужинама од  $L_c = 1,2 \div 18 \text{ m}$ , а ширина цевног снопа је у распону  $(0,4 \div 1) \cdot L_c$ . Најчешће дужине цевног снопа су у опсегу  $L_c = 3 \div 12 \text{ m}$ , док се број редова цев обично креће од 3 до 8, али може бити и до 30 [7].

Крајеви цеви се израђују без ребара ради остваривања везе између цеви и цевне плоче, која се изводи углавном уваљивањем, а за више притиске може се применити поступак заваривања. Да би се избегло механичко оштећење везе цеви и цевне плоче услед сопствене тежине и вибрација цеви, у међуцевни простор се уграђују носеће преграде за цеви, на растојању максималне неослоњене дужине цеви.

### 2.1.3 Коморе за увођење, одвођење и скретање топлијег флуида

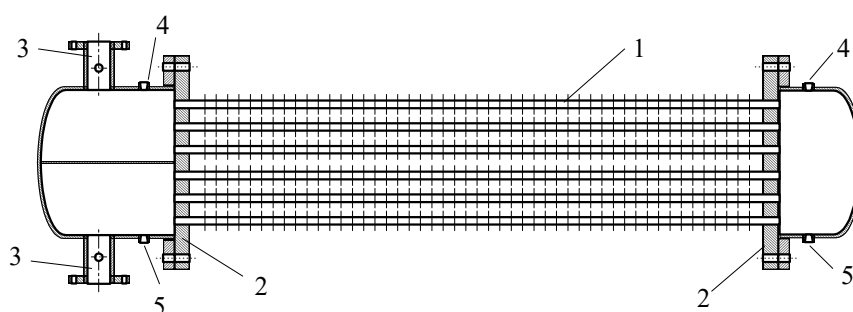
У највећем броју случајева коморе за процесни/енергетски флуид се израђују у призматичном облику, са равним површинама, али су могући и други облици, посебно када је притисак радног флуида висок. Цевне плоче могу са комором да буду спојене растављивим или нарастављивим везама, како је приказано на сликама 2.4 до 2.7, на којима су позиције елемената следеће: 1–цевни сноп, 2–цевна плоча, 3–прикључци за улаз и излаз радног флуида, 4–прикључак за одваздушење, 5–прикључак за цеђење, 6–прикључак за механичко чишћење унутрашње површине цеви.

На слици 2.4 приказана је тзв. конструкција код које се сви спојеви коморе остварују заваривањем (тзв. крута конструкција), што снижава цену апарата, па се веома често користи. Проблем механичког чишћења унутрашње површине цеви је у овом случају решен тако што се завртњеве са спољашње стране поклопца одвијају и кроз отвор се провлаче уређаји за чишћење (пречник завртња је обично 1 mm већи од пречника цеви). Оваква конструкција се користи за притиске до 300 bar.



Слика 2.4 Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем са завареном конструкцијом коморе за процесни флуид

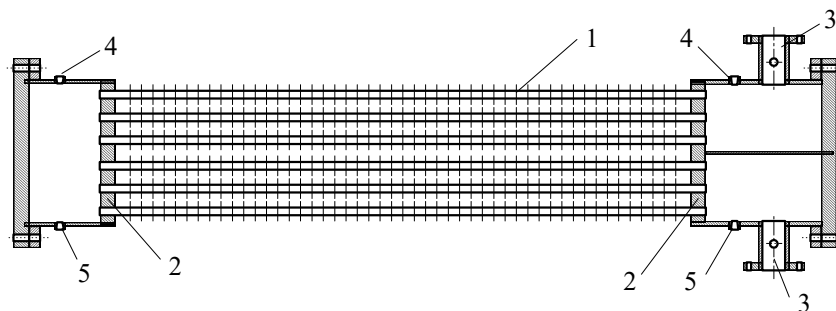
Апарати на којима постоје раздвојиве коморе омогућавају да се скидањем комора директно приступи цевима и цевној плочи ради чишћења и поправки (слика 2.5). С обзиром да су површине заптивања обично велике дужине потребно је при монтажи обратити посебну пажњу на могуће цурење радних флуида. Такође, ради демонтаже коморе неопходно је извршити и раздвајање везе прикључака апарата са цевоводима.



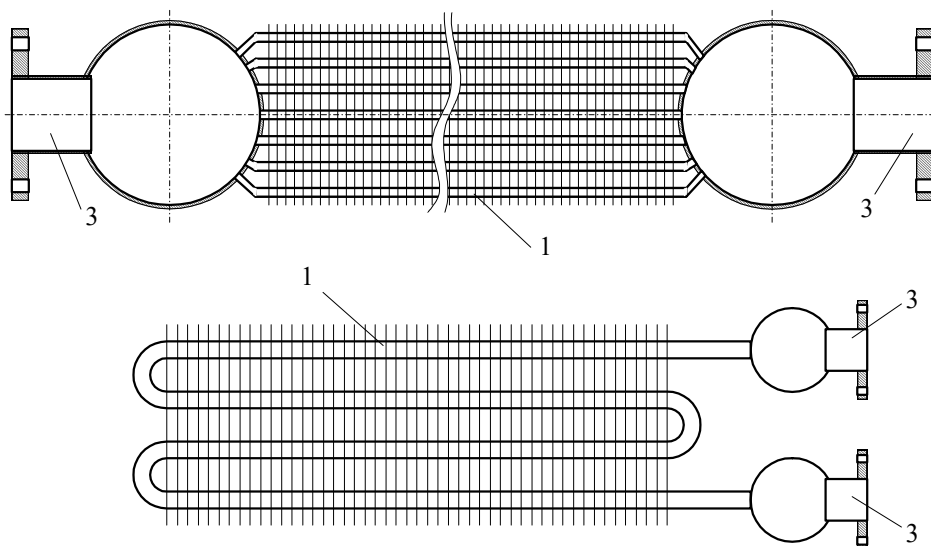
**Слика 2.5** Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем са раздвојивим коморама

Да би се при демонтажи избегло раздвајање везе цевовода и прикључака, уведена је конструкција са раздвојивим поклопцем (слика 2.6), при чему се ради несметаног прилаза цевној плочи, односно цевима, скида само поклопац коморе.

Уколико се очекује да при раду апарата неће бити великих проблема по питању запрљања са унутрашње стране цеви, онда се коморе за увођење флуида могу израдити од цевних сегмената, како је приказано на слици 2.7. Такође, већи број пролаза флуида кроз цеви се може постићи и коришћењем правих цеви спојених помоћу U-цевних лукова. Овакво конструкционо решење онемогућава механичко чишћење унутрашње површине цеви, али због заваривања оребрених цеви за комору издржава изузетно високе притиске.



Слика 2.6 Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем са раздвојивим поклопцима



Слика 2.7 Размењивачи топлоте са ваздушним хлађењем са коморама израђеним од цевних сегмената

#### 2.1.4 Струјање ваздуха код размењивача топлоте са оребреним цевима

Размењивачи топлоте хлађени ваздухом се могу постављати хоризонтално, вертикално или под углом, а струјање ваздуха може бити усисно или потисно. На слици 2.8 су приказани основни начини постављања цевног снопа и вентилатора, односно уградње размењивача топлоте са ваздушним хлађењем (стрелице представљају смер струјања ваздуха) и то:

- а – вертикални, који може бити потисни или усисни;
- б – хоризонтални потисни;

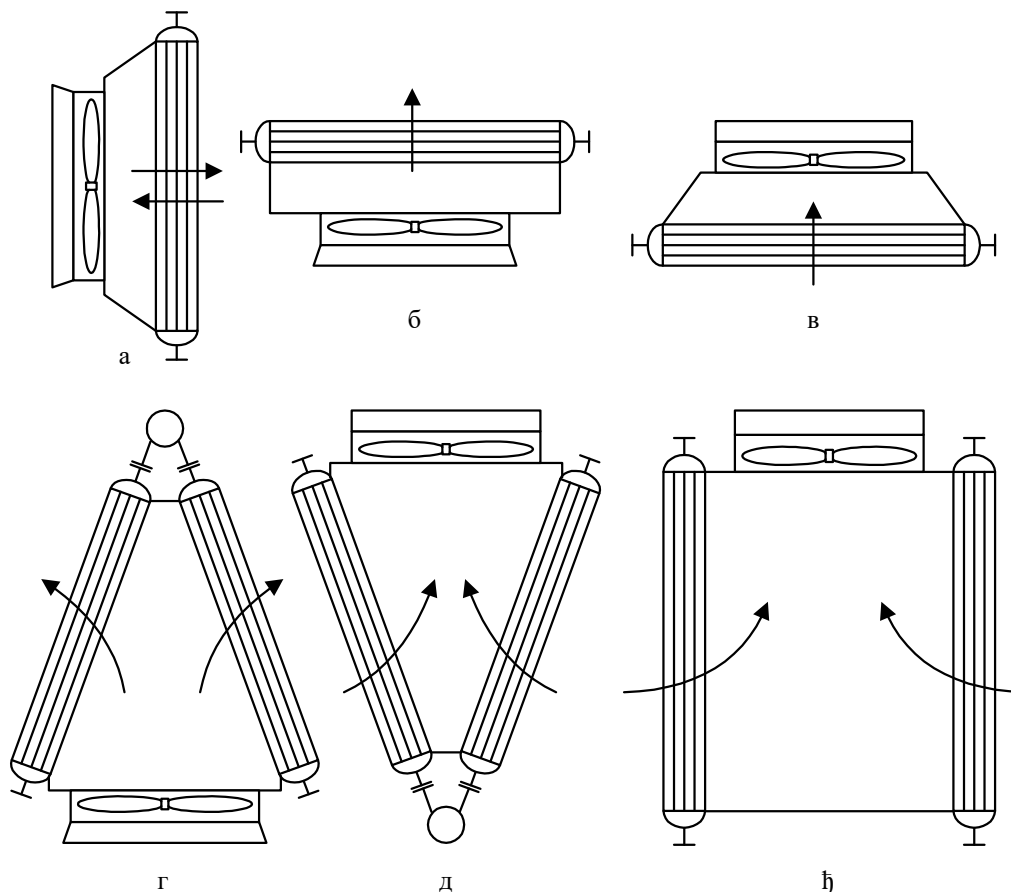
в – хоризонтални усисни;

г – потисни са косо постављеним грејним површинама (тзв. А–тип);

д – усисни са косо постављеним грејним површинама (тзв. V–тип);

ђ – усисни са два вертикална цевна снопа.

Такође, требало би напоменути да постоји и низ других решења, која се ређе примењују у пракси.



**Слика 2.8** Основни начини постављања цевног снопа и вентилатора

При избору усисног или потисног струјања треба имати у виду да оба начина постављања вентилатора имају својих предности [5], [7]:

- исти вентилатор постављен као потисни остварује већи масени проток ваздуха, јер кроз потисни вентилатор струји ваздух температуре околине, а кроз усисни ваздух повишене температуре (загрејани ваздух), што значи да је за једнак масени проток ваздуха потребна мања снага за погон вентилатора;

- равномернија дистрибуција ваздуха у попречном пресеку апарату се остварује применом усисних вентилатора;
- усисни вентилатор, односно оплата ваздушне коморе, обезбеђује заштиту површине за размену топлоте од лоших временских услова (град, снег, киша, итд.);
- када је температура радног флуида блиска температури околног ваздуха погодније је применити размењивач са усисним вентилатором, јер се при пролазу кроз вентилатор ваздух загрева;
- усисни вентилатор ствара мању буку.

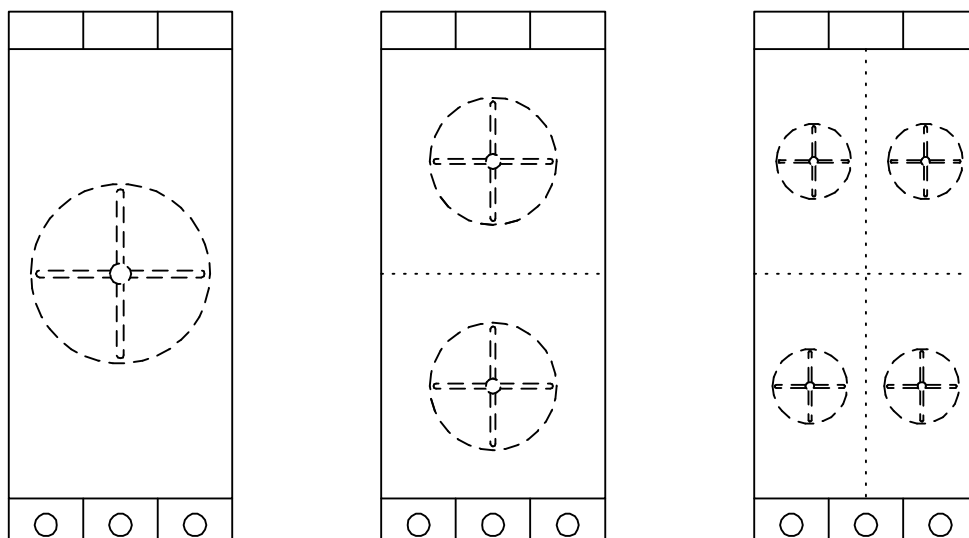
При димензионисању размењивача топлоте у [6] и [7] препоручује се да брзина струјања ваздуха сведена на пун попречни пресек апарата буде  $2,5 \div 3,5$  m/s, односно брзина ваздуха у најужем струјном пресеку цевног снопа  $5 \div 7$  m/s.

### **2.1.5 Струјне машине за размењиваче топлоте са оребреним цевима**

Размењивачи топлоте са ваздушним хлађењем се израђују углавном са аксијалним вентилаторима, али се код мањих размењивача могу уграђивати и центрифугални вентилатори.

Осим за апарате малих димензија када се користи један вентилатор, обично се користи већи (најчешће паран) број вентилатора, који раде у паралелној вези, како је приказано на слици 2.9, чиме се обезбеђује равномернија дистрибуција ваздуха преко цевног снопа и лакша монтажа. Такође, уколико дође до квара на једном од вентилатора, те он испадне из погона, размењивач топлоте може да настави са радом са мањим капацитетом.

Проблем равномерне дистрибуције ваздуха преко цевног снопа је један од проблема коме се мора посветити одговарајућа пажња, а нарочито је изражен када се користе апарати са потисним вентилаторима. Препоручени односи геометријских величина размењивача, који треба да обезбеде равномерну дистрибуцију ваздуха, су дати у табели 2.1, односно на слици 2.10.



**Слика 2.9** Ваздушни хладњак са једним или више вентилатора

Коришћене су следеће ознаке:

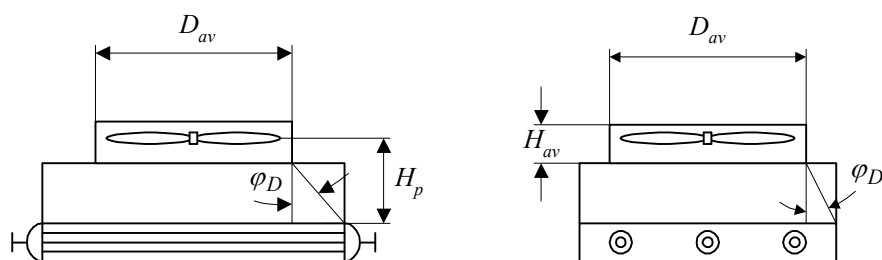
- $A, m^2$ , површина попречног пресека апарата;
- $A_{av}, m^2$ , површина попречног пресека канала вентилатора

$$A_{av} = \frac{\pi \cdot D_{av}^2}{4} \quad (2.1)$$

- $D_{av}, m$ , пречник канала вентилатора;
- $H_{av}, m$ , дужина канала вентилатора;
- $H_p, m$ , растојање од осе вентилатора до цевног снопа;
- $\varphi_D, ^\circ$ , угао дисперзије ваздушне струје.

**Табела 2.1** Препоручени геометријски односи и величине везани за избор и постављање аксијалних вентилатора

	Потисно струјање	Усисно струјање
$A_{av} / A$	0,4	0,3
$H_p / D_{av}$	0,5	0,3
$H_{av} / D_{av}$	0,16	0,16
$\varphi_D, ^\circ$	45	45



**Слика 2.10** Геометријске величине везане за постављање аксијалних вентилатора

Аксијални вентилатори, који се примењују у размењивачима са ваздушним хлађењем, обично су пречника  $0,3\div 5$  m, са 3 до 10 лопатица. Лопатице вентилатора се израђују преваходно од алуминијума, али и од угљеничних и легираних челика, пластичних материјала и различитих легура.

Електромотори се у преко 90% случајева користе за погон аксијалних вентилатора, али се користе и парне турбине, мотори са унутрашњим сагоревањем, итд. Веза вратила вентилатора и погонске машине се остварује на више начина [5]:

- директном везом електромотора и вентилатора (примењује се за пречнике вентилатора мање од 1,5 m);
- каишним преносом, који се користи за електромоторе снаге до 30 kW и пречнике до 3 m;
- помоћу редуктора ако је снага електромотора већа од 30 kW и када је пречник вентилатора већи од 3 m, као и при коришћењу парне турбине као погонске машине (као на слици 2.1).

Снага за погон вентилатора зависи од стања околног ваздуха. Зимом је околни ваздух ниже температуре, па му је већа густина, а пошто вентилатор остварује (практично) константан запремински проток, повећава се потрошња енергије за погон. У [5] се препоручује да се прорачунска снага погонског мотора увећава за  $25\div 30\%$ .

Оплата вентилатора се израђује тако да зазор између лопатица вентилатора и оплате износи максимално 0,5% од пречника вентилатора (за пречнике  $2\div 4$  m), с тим што не треба да је мања од 9 mm, ни већа од 19 mm [7].



Дужина канала вентилатора има утицаја на проток ваздуха. Према [7] двоструким повећањем дужине оплате може се при истој потрошњи енергије постићи повећање протока од 5÷15%.

### **2.1.6 Избор прорачунске температуре ваздуха код размењивача топлоте са ваздушним хлађењем**

Температура околног ваздуха је од великог значаја за рад размењивача и трошкове рада, јер температура површине размењивача директно зависи од температурске разлике. С обзиром да се мора испунити технолошки захтев по питању улазних и излазних температура топлијег флуида, односно топлотне снаге размењивача, јасно је да температура околног ваздуха (температура ваздуха на улазу у апарат), као и ваздуха на излазу из апарата, поред шеме струјања флуида кроз апарат, има превасходни утицај на средњу температурску разлику.

Услед варијација температуре ваздуха у току године треба посебну пажњу обратити на избор прорачунске температуре на улазу у размењивач. У принципу за ову температуру се не усваја максимална температура на посматраној локацији у току године, већ се у [5] препоручује да се усвоји нешто нижа температура која се достиже само у 4÷6% експлоатационог периода у току године. Оваквим избором се прорачунска температура на улазу у апарат снижава за 12÷14°C, а инвестициони трошкови чак за 50÷60% [5].

Уколико нису доступни прецизнији метеоролошки подаци за дату локацију може се искористити једноставна релација за израчунавање прорачунске температуре околног ваздуха ( $t_{2p}$ , °C) која, како је наведено у [4], гласи

$$t_{2p} = t_{v, sr} + \frac{t_{v, max}}{8} \quad (2.2)$$

где су:

- $t_{v, sr}$ , °C, средња температура у току најтоплијег месеца у години за последњих десет година;
- $t_{v, max}$ , °C, максимална температура ваздуха за последњих десет година.

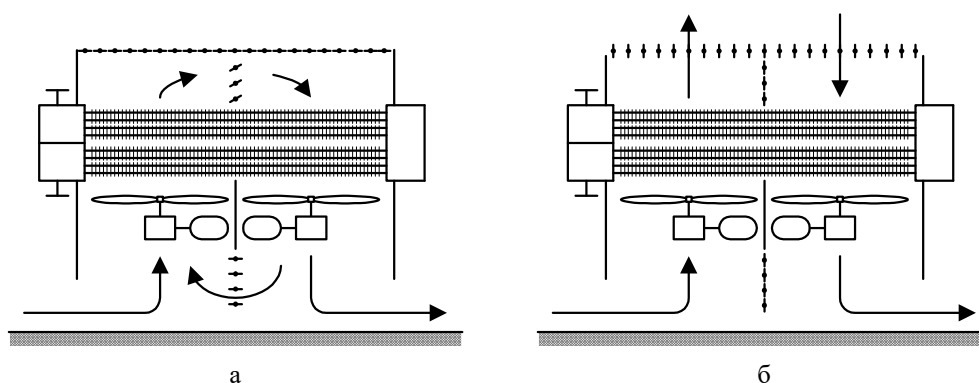
За нашу земљу је уобичајено да прорачунска температура износи између 30°C и 35°C .

Температура ваздуха на излазу из апарата је често условљена температуром топлијег флуида на излазу из апарата. Према [7] препоручује се да минимална разлика температура (разлика температуре топлијег флуида на излазу и ваздуха на излазу из апарата) буде већа од  $8\div 14^{\circ}\text{C}$  .

Када температура околног ваздуха премаши температуру која је усвојена као прорачунска, топлотна снага апарата се смањује у односу на прорачунску и апарат ради у нерегуларном режиму, тј. са смањеним капацитетом. Захтевана топлотна снага се у таквим случајевима може достићи уколико се цевни сноп кваси водом, чиме се услед испаравања воде повећава могућност хлађења процесног/енергетског флуида. Такође, у одређеним случајевима се може уградити комора за припрему ваздуха у којој се околни ваздух влажи, убризгавањем воде, чиме се снижава температура ваздуха на улазу у апарат.

Као још једна од могућности за побољшање рада апарата у летњем режиму рада је промена протока ваздуха помоћу промене броја обртаја вентилаторског кола или помоћу промене угла лопатица, али се оваква корекција протока може спроводити само у уским границама. Понекад је целисходније предвидети вршне вентилаторе, који би радили само у периоду повећаног оптерећења, или погонски мотор са две брзине обртања.

У периоду када је температура околног ваздуха ниска може доћи до стињавања, односно мржњења топлијег флуида у цевима, услед повећане температурске разлике топлијег флуида на излазу и хладнијег флуида на улазу у апарат. За флуиде који су склони овим појавама, мора се предвидети могућност загревања улазног ваздуха (такође преко оребрених цеви у којима се нпр. кондензује водена пара). Друга могућност за овакве ситуације је делимична рецикулација ваздуха излазног ваздуха, како је приказано на слици 2.11.



**Слика 2.11** Размењивач топлоте са могућношћу делимичне рецикулације ваздуха: а) рецикулација ваздуха при ниским спољашњим температурама, б) без рецикулације при вишим спољашњим температурама

### 2.1.7 Размењивачи топлоте са оребреним цевима смештени у канале

Размењивачи топлоте са оребреним цевима, који се смештају у канале се користе у различите сврхе, па су ниже наведени примери само део могућих примена ових апарата:

- загревање и хлађење процесних и енергетских флуида (нпр. загревање воде, или ваздуха за технолошке потребе помоћу врелих гасова из индустријских пећи или израђеног ваздуха из сушара);
- рекулацију топлоте из продуката сагоревања ради испаравања воде или загревања ваздуха за сагоревање (нпр. котлови који користе тзв. отпадну топлоту, рекулатори топлоте димних гасова, итд.);
- припрему ваздуха за различите намене (нпр. хлађење атмосферског ваздуха са одвођењем влаге, а затим његово загревање за потребе складишта лако кварљивих производа);
- загревање ваздуха за потребе централног или локалног грејања радних просторија помоћу вреле воде или водене паре, која струји кроз цеви (тзв. калорифери);
- загревање ваздуха за сушаре (енергетски флуид је топла/врела вода или водена пара).

За разлику од ваздушних хладњака, код којих се примењује скоро искључиво троугласти распоред цеви, код размењивача смештених у каналима се користи и квадратни распоред цеви. Пречник цеви, димензије и облик ребара, као и коморе за увођење и одвођење радних флуида који протичу кроз цеви се бирају и израђују са многим варијацијама, зависно од конкретних услова. Нпр. код ових апарата је веома чест случај коришћења ламеластих ребара. Уколико процесни/енергетски флуид у цевима испарава (нпр. расхладни флуид, вода, итд.) апарат се може изградити са природном или принудном циркулацијом течности. Код кондензатора се поред вертикалних користе и хоризонтално постављене цеви.

### **2.1.8 Размењивачи топлоте са оребреним цевима за потребе хлађења и сушења гасова**

При хлађењу продуката сагоревања и гасова из индустријских пећи мора се водити рачуна о појави нискотемпературске корозије, која се јавља када гас садржи водену пару и оксиде сумпора, а када је температура зида цеви на хладнијем крају апарата нижа од температуре тачке росе овакве гасно–парне мешавине. При кондензацији гасно–парне се ствара водени раствор сумпорне киселине, који је изузетно агресиван према већини материјала који се користе за израду размењивача топлоте и струјних канала. Ради избегавања нежељених последица ове појаве потребно је посебно пажљиво проучити састав гасно–парне мешавине и услове стварања кондензата, као и шему струјања радних флуида и њен утицај на температуру зида. При пројектовању постројења и уградњи апарата потребно је применити систем аутоматске регулације, који може искључити размењивач топлоте из система, односно прекинути протицање хладнијег флуида у критичном радном режиму.

Размењивачи топлоте за хлађење гасова (најчешће ваздуха) се израђују од оребрених цеви. Оребрење је са стране ваздуха, а ребра су танка и висока, па су коефицијенти оребравања доста велики (обично између 8 и 15). Корак ребара се креће од 2 па све до  $16 \div 20$  mm, при чему се највећи кораци усвајају за прве редове цеви у условима интензивног издвајања иња и/или ретког отапања; дебљине

ребара су обично од 0,2 до 0,6 mm. Ретко, ребра се израђују од спољашње дебелозиде алуминијумске цеви претходно са малим зазором навучене преко унутрашње бакарне (челичне) танкозиде цеви; пластичном деформацијом спољашње дебелозиде цеви она чврсто пријања уз унутрашњу, а на њеној спољашњој површини се формирају ребра са коефицијентом оребрења мањим од 10. За практично све значајније расхладне флуиде осим амонијака, цеви испаривача се израђују од бакара, а ребра (заједничка за више цеви у реду или снопу – тзв. ламелна ребра) се посебно израђују од Al лима, навлаче на цеви и накнадно се фиксирају уз њих механичким или хидрауличким експандирањем цеви.

Највише се користе испаривачи за хлађење ваздуха са принудном конвекцијом, а знатно ређе они са природном, у облику једноредних или највише дворедних вертикалних оребрених цевних змија (по некад за хлађење ваздуха у комерцијалним уређајима и, ретко, за хлађење ваздуха у складиштима дубоко смрзнутих производа). Неоробрене цевне змије за хлађење ваздуха се примењују ретко. Хладњаци ваздуха са принудном конвекцијом се израђују у облику снопа оребрених цеви, који се најчешће смешта у лимену оплату са једним или више вентилатора. Вентилатори морају бити одмакнути од оребреног снопа како би расподела ваздуха по његовом проточном пресеку била што равномернија. Са тог становишта, а такође и због повећавања домета млаза охлађеног ваздуха, повољније је да вентилатор усисава, него да продувава ваздух кроз оребрени сноп.

Геометрија оребравања (пречник цеви, врста и кораци цевне решетке, дебљина ребара и кораци оребравања), као и брзина ваздуха се одређују у поступку техноекономске оптимизације, при чему масена брзина ваздуха у најужем пресеку оребреног снопа не би требало да буде већа од брзине откидања капи кондензата од површине рошења ( $5 \div 6 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ), када се влага издваја у облику росе [8]).

Хладњаци ваздуха намењени за сушење ваздуха имају посебну геометрију оребравања и температурски режим рада. Они имају нижа и дебља ребра, а

температурски режими расхладног флуида одређују се нпр. према услову минималног утрошеног рада по јединици издвојене влаге.

Издвајање иња на спољашњој површини цеви и на ребрима ствара додатне отпоре размени топлоте и струјању ваздуха који се повећавају током времена. То доводи до нестационарног рада расхладног система, јер захтева прекиде у раду за отапање леда са испаривача. Да би се то избегло, понекад се примењују тзв. мокри испаривачи чија се спољашња површина прска раствором соли или антифриза потребне концентрације, који апсорбује издвојену влагу и елиминише појаву иња на спољашњој површини. При томе морају да се предузму посебне мере за одржавање потребне концентрације циркулишућег раствора (нпр. повремено или континуално укувавање једног дела раствора).

## **2.2 РАЗМЕНА ТОПЛОТЕ И ПАД ПРИТИСКА КОД РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ СА ОРЕБРЕНИМ ЦЕВИМА**

Један од приступа коришћених за решавање проблематике везане за прорачун коефицијената отпора струјању, као и прелаза топлоте и супстанције је теорија сличности која се објашњава у наставку овог поглавља, користећи се литературом [9]. Такође наводе се и основне теореме аналогичности између транспорта количине кретања и преноса топлоте и масе.

### **2.2.1 Теорија сличности**

Како се наводи у [9], теорија сличности се примењује у природним наукама и инжењерским дисциплинама ради решавања одређених конкретних проблема и уопштавања резултата добијених експерименталним испитивањима. Једноставни примери теорије сличности су добро познати, као нпр. сличност троуглова која се може искористити ради одређивања карактеристичних димензија објеката без непосредног мерења дужина (нпр. одређивање висине зграда, одређивање ширине реке, итд.). Теорија сличности је нашла широку примену при решавању инжењерских проблема везаних за струјање флуида и транспорт топлоте и супстанције. Основа теорије сличности се састоји у могућности да се за конкретан проблем нађе решење на бази постојећих сазнања проверених у пракси.

### 2.2.2 Сличност физичких појава

Процеси који се одвијају у физички сличним објектима и који имају исту физичку природу су слични и припадају истој класи појаве. У том смислу се може говорити о сличности кретања, струјања, размене топлоте, размене супстанције,... Неколико захтева који морају бити испуњени да би се могла разматрати сличност физичких појава су:

1. Обавезна претпоставка за сличност физичких појава мора бити геометријска сличност система у којима се ове појаве одвијају.

2. При разматрању сличних појава могу се упоређивати истородне физичке величине у одговарајућим тачкама простора и у одговарајућем временском тренутку.

Истородне физичке величине су оне које имају исти физички смисао и димензије.

Одговарајуће тачке простора су тачке у два система који се пореде (тачке  $a$  и  $b$ ) чије координате задовољавају услове геометријске сличности

$$K_l = \frac{z_1^b}{z_1^a} = \frac{z_2^b}{z_2^a} = \frac{z_3^b}{z_3^a} \quad (2.3)$$

где је  $K_l$  коефицијент геометријске сличности.

Одвијање физичке појаве у времену у два система који се упоређују не мора да буде једнако, али је за сличност појава неопходно да временски интервали  $\tau^a$  и  $\tau^b$  мерени од почетка процеса задовољавају једначину

$$K_\tau = \frac{\tau^b}{\tau^a} \quad (2.4)$$

а  $K_\tau$  се назива коефицијент хомохроности. Када је  $K_\tau = 1$  појаве се синхроно одигравају.

3. Сличност физичких величина подразумева сличност свих истоимених физичких величина које карактеришу посматране појаве, као и сличност поља тих величина. Слична поља истоимених физичких величина су поља која се једино разликују по размери.

Код сличности физичких појава поред захтева дефинисаних једначинама (2.3) и (2.4) мора бити испуњено и

$$K_u = \frac{u^b}{u^a} \quad (2.5)$$

за било коју физичку величину  $u$ . Коефицијент  $K_u$  се назива коефицијент сличности.

За коефицијенте сличности су утврђена следећа својства и правила њиховог формирања:

а) Ако је посматрана величина вектор, нпр. брзина  $\vec{w}$ , са компонентама  $w_{z_1}$ ,  $w_{z_2}$  и  $w_{z_3}$  онда мора бити испуњено

$$K_w = \frac{\vec{w}^b}{\vec{w}^a} = \frac{w_{z_1}^b}{w_{z_1}^a} = \frac{w_{z_2}^b}{w_{z_2}^a} = \frac{w_{z_3}^b}{w_{z_3}^a} \quad (2.6)$$

Ако се формирају разлике величине  $u_i$  у два посматрана система, онда важи

$$K_u = \frac{u^b}{u^a} = \frac{\Delta u^b}{\Delta u^a} = \frac{du^b}{du^a} \quad (2.7)$$

б) При одређеним процесима уместо физичких величина могу се посматрати и њихове промене у односу на друге величине (време, координата, итд.). За промену  $\partial u / \partial z$  за два посматрана система ће бити  $\partial u^a / \partial z^a$  и  $\partial u^b / \partial z^b$ , па ако постоје коефицијенти сличности

$$K_u = \frac{u^b}{u^a} \quad (2.8)$$

и

$$K_l = \frac{z^b}{z^a} \quad (2.9)$$

онда је веза између ова два диференцијала

$$\frac{\partial u^b}{\partial z^b} = \frac{K_u}{K_l} \cdot \frac{\partial u^a}{\partial z^a} \quad (2.10)$$

За други извод ће важити



$$\frac{\partial^2 u^b}{(\partial z^b)^2} = \frac{K_u}{K_l^2} \cdot \frac{\partial^2 u^a}{(\partial z^a)^2} \quad (2.11)$$

Нека се једна класа појава описује једначином општег облика

$$F(u_1; u_2; \dots; u_n) = 0 \quad (2.12)$$

где су  $u_1, u_2, \dots, u_n$  физичке величине помоћу којих се описује посматрана класа појава (брзина, време, температура, густина, концентрација, итд.).

За две сличне појаве у оквиру једне класе појава, могу се формирати два система једначина

$$\left. \begin{aligned} F(u_1^a; u_2^a; \dots; u_n^a) &= 0 \\ F(u_1^b; u_2^b; \dots; u_n^b) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.13)$$

Сличност две физичке величине се дефинише преко коефицијената сличности

$$K_{u_i} = \frac{u_i^b}{u_i^a} \quad \text{за } i = 1; 2; \dots; n \quad (2.14)$$

што значи да се коефицијенти сличности не могу бирати произвољно, већ између њих мора да постоји једнозначно утврђена веза. Користећи израз (2.14) систем једначина (2.13) може се записати у облику

$$\left. \begin{aligned} F(u_1^a; u_2^a; \dots; u_n^a) &= 0 \\ F(K_{u_1} \cdot u_1^a; K_{u_2} \cdot u_2^a; \dots; K_{u_n} \cdot u_n^a) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.15)$$

при чему се функционална веза између коефицијената сличности утврђује за сваки постављени систем једначина посебно.

### 2.2.3 Теореме теорије сличности

Теорија сличности се директно примењује на резултате експеримената ради њиховог уопштавања. При обављању експеримента потребно је знати које се величине мере, како се обрађују резултати мерења и на које појаве се добијени резултати могу применити. Основе теорије сличности се базирају на три теореме које дају одговоре на напред постављена питања.

Како је показано, у систему једначина (2.15) коефицијенти сличности се не могу усвајати произвољно. Ако су појаве сличне, онда између коефицијената сличности постоје зависности које ограничавају произвољност њиховог избора. Користећи систем једначина (2.15) могу се добити бездимензиони комплекси (бездимензиони бројеви) састављени од величина које карактеришу одређену класу појаве. Ти бездимензиони бројеви се називају критеријуми сличности. Критеријуми сличности имају одређени физички смисао.

**Прва теорема теорије сличности:** у сличним појавама истоимени критеријуми сличности су једнаки. Могућност изналажења критеријума сличности на основу диференцијалних једначина имају посебну важност у случају када се те једначине не могу решити у затвореном облику.

**Друга теорема теорије сличности:** интеграл диференцијалне једначине или система диференцијалних једначина може бити изражен у зависности од критеријума сличности који се на основу њих добијају. У резултату интеграције диференцијалних једначина се не могу појављивати нови (допунски) критеријуми сличности и не могу нестати стари добијени на основу диференцијалних једначина.

**Трећа теорема теорије сличности:** сличне су појаве код је испуњено да

- имају једнаку физичку природу;
- одвијају се у геометријски сличним системима;
- гранични услови (услови на граници система) су једнаки.

Критеријуми сличности који из ових услова произилазе имају једнаке бројчане вредности.

Експериментално испитивање било какве појаве у циљу њеног уопштавања за одређену класу појаве мора бити извршено на основу ставова који произилазе из теорема теорије сличности:

1. у складу са првом теоремом у експерименту се одређују све величине које су садржане у критеријумима сличности за посматрану појаву;

2. на основу друге теореме резултати експеримента се приказују преко критеријума сличности, а зависност између њих се даје у облику критеријалних једначина;
3. сагласно трећој теореме могуће је уопштавање добијених критеријалних једначина за све појаве које су сличне испитаним, односно за све појаве које припадају истој класи.

Постоји више критеријума сличности, а у оквиру ове дисертације ће бити представљени само они који су коришћени за даљу анализу проблема.

#### 2.2.4 Критеријуми сличности и критеријумске једначине при транспорту количине кретања

Геометријска сличност система који се разматрају подразумева сличне услове на граници система у оквиру кога се одвија струјање. Она је значајна не само за транспорт количине кретања, већ и за транспорт топлоте и супстанције.

Поред геометријске сличности неопходан услов да би се две појаве у два система сматрале сличним је кинематска сличност, која подразумева сличност просторне струјне слике (сличност брзина и убрзања). Да би постојала кинематска сличност мора постојати и динамичка сличност која подразумева сличност сила које узрокују струјање флуида (назива се и флуидодинамичка сличност).

Једначине струјања вискозног нестишљивог флуида у пољу конзервативних сила при ламинарном току у Декартовом координатном систему (осе  $z_1, z_2, z_3$ ) гласе

$$\frac{Dw_{z_i}}{d\tau} = -g_{z_i} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z_i} + \nu \cdot \left( \frac{\partial^2 w_{z_i}}{\partial z_1^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}}{\partial z_2^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}}{\partial z_3^2} \right) \quad (2.16)$$

за  $i = 1, 2, 3$ , где су:

- $w_{z_i}$ , m/s, компоненте вектора брзине у правцу осе  $z_i$ ;
- $p$ , Pa, статички притисак.

Флуидодинамичко стање у систему се допуњује једначином континуитета која у општем облику гласи

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w_{z_1})}{\partial z_1} + \frac{\partial(\rho w_{z_2})}{\partial z_2} + \frac{\partial(\rho w_{z_3})}{\partial z_3} = 0 \quad (2.17)$$

За случај струјања флуида за који се може сматрати да се густина флуида не мења, једначина континуитета гласи

$$\frac{\partial w_{z_1}}{\partial z_1} + \frac{\partial w_{z_2}}{\partial z_2} + \frac{\partial w_{z_3}}{\partial z_3} = 0 \quad (2.18)$$

Једначина струјања флуида (Навије–Стоксове једначине) за појаве  $a$  и  $b$  гласе

$$\frac{Dw_{z_i}^a}{d\tau^a} = -g_{z_i}^a - \frac{1}{\rho^a} \cdot \frac{\partial p^a}{\partial z_i^a} + \nu^a \cdot \left[ \frac{\partial^2 w_{z_i}^a}{(\partial z_1^a)^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}^a}{(\partial z_2^a)^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}^a}{(\partial z_3^a)^2} \right] \quad (2.19)$$

$$\frac{Dw_{z_i}^b}{d\tau^b} = -g_{z_i}^b - \frac{1}{\rho^b} \cdot \frac{\partial p^b}{\partial z_i^b} + \nu^b \cdot \left[ \frac{\partial^2 w_{z_i}^b}{(\partial z_1^b)^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}^b}{(\partial z_2^b)^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}^b}{(\partial z_3^b)^2} \right] \quad (2.20)$$

Уводећи одговарајуће коефицијенте сличности за појаве  $a$  и  $b$  у облику

$$K_l = \frac{z_i^b}{z_i^a} \quad (2.21)$$

$$K_w = \frac{\bar{w}^b}{\bar{w}^a} = \frac{w_{z_i}^b}{w_{z_i}^a} \quad (2.22)$$

$$K_\tau = \frac{\tau^b}{\tau^a} \quad (2.23)$$

$$K_\rho = \frac{\rho^b}{\rho^a} \quad (2.24)$$

$$K_p = \frac{p^b}{p^a} \quad (2.25)$$

$$K_g = \frac{g_{z_i}^b}{g_{z_i}^a} \quad (2.26)$$

$$K_\nu = \frac{\nu^b}{\nu^a} \quad (2.27)$$

добиће се Навије–Стоксова једначина за појаву  $b$

$$\begin{aligned} & \frac{K_w}{K_\tau} \cdot \frac{\partial w_{z_i}^a}{\partial \tau^a} + \frac{K_w^2}{K_l} \cdot \left[ \frac{\partial w_{z_i}^a}{\partial z_1^a} \cdot w_{z_1}^a + \frac{\partial w_{z_i}^a}{\partial z_2^a} \cdot w_{z_2}^a + \frac{\partial w_{z_i}^a}{\partial z_3^a} \cdot w_{z_3}^a \right] = \\ & = -K_g \cdot g_{z_i}^a - \frac{K_p}{K_{\tilde{\rho}} \cdot K_l} \cdot \frac{1}{\rho^a} \cdot \frac{\partial p^a}{\partial z_i^a} + \\ & + \frac{K_v \cdot K_w}{K_l^2} \cdot \nu^a \cdot \left[ \frac{\partial^2 w_{z_i}^a}{(\partial z_1^a)^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}^a}{(\partial z_2^a)^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}^a}{(\partial z_3^a)^2} \right] \end{aligned} \quad (2.28)$$

Да би описане појаве припадале истој класи, очигледно је да константе у овој парцијалној диференцијалној једначини морају бити међусобно једнаке, тј.

$$\frac{K_w}{K_\tau} = \frac{K_w^2}{K_l} = K_g = \frac{K_p}{K_{\tilde{\rho}} \cdot K_l} = \frac{K_v \cdot K_w}{K_l^2} \quad (2.29)$$

На основу претходно реченог, дефинишу се неки од бездимензионих критеријума, који су коришћени при изради ове дисертације.

1. Ојлеров број који дефинише однос између промене статичког притиска (отпора струјању флуида у систему) и динамичког притиска

$$Eu = \frac{\Delta p^a}{\rho^a \cdot (w^a)^2} = \frac{\Delta p^b}{\rho^b \cdot (w^b)^2} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot w^2} = const \quad (2.30)$$

2. Рејнолдсов број који дефинише однос између инерцијалних сила и сила вискозног трења

$$Re = \frac{w^a \cdot l^a}{\nu^a} = \frac{w^b \cdot l^b}{\nu^b} = \frac{w \cdot l}{\nu} = const \quad (2.31)$$

Следи да у флуидодинамички сличним системима у свакој тачки система критеријуми сличности имају једнаке бројчане вредности, тј. може се дефинисати општа критеријална једначина у облику

$$Eu = Eu(Re) \quad (2.32)$$

Ова општа зависност важи у случају принудног струјања течности за које се може одредити карактеристична брзина флуида  $w$ .

## 2.2.5 Критеријуми сличности и критеријумске једначине за размену топлоте

Топлотна сличност подразумева слична температурска поља која се јављају само када постоје слични услови размене топлоте у два система (подразумева се да су испуњени и услови геометријске и кинематске сличности).

У случају размене топлоте при струјању флуида температурско поље је функција и брзинског поља, па се за хомоген вискозни нестишљив флуид, занемарујући топлоту трења и постојање топлотног извора (понора), може показати да једначина енергије има облик

$$\frac{DT}{d\tau} = a \cdot \left( \frac{\partial^2 T}{\partial z_1^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z_2^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z_3^2} \right) \quad (2.33)$$

где су:

- $T$ , К, апсолутна температура;
- $a$ ,  $m^2/s$ , топлотна дифузивност

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \quad (2.34)$$

- $c_p$ ,  $J/(kg \cdot K)$ , специфични топлотни капацитет;
- $\lambda$ ,  $W/(m \cdot K)$ , топлотна проводност.

За анализу процеса размене топлоте при струјању флуида користе се флуидодинамички индикатори сличности, при чему из једначине енергије произилази нови коефицијент сличности (однос коефицијената температурске проводности)

$$K_a = \frac{a^b}{a^a} \quad (2.35)$$

Сличност температурских поља се изражава преко коефицијента сличности

$$K_T = \frac{T^b}{T^a} \quad (2.36)$$

На основу једначине енергије следи

$$\frac{K_T}{K_\tau} = \frac{K_w \cdot K_T}{K_l} = \frac{K_a \cdot K_T}{K_l^2} \quad (2.37)$$

На основу претходно, дефинишу се следећи бездимензиони критеријуми, који су коришћени у овом раду.

3. Пеклеов број који представља однос између интензитета конвективног и молекуларног транспорта топлоте је

$$Pe = \frac{w \cdot l}{a} = const \quad (2.38)$$

4. Прантлов број је количник Пеклеовог и Рејнолдсовог броја

$$Pr = \frac{Pe}{Re} = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} \quad (2.39)$$

На граници фаза прелаз топлоте се описује граничним условом

$$q = -\lambda \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=0} = \alpha \cdot \Delta T \quad (2.40)$$

где су:

- $\alpha$ ,  $W/(m^2 \cdot K)$ , коефицијент прелаза топлоте;
- $\Delta T$ ,  $K$ , разлика температура флуида на граници фаза и у зони непоремећеног струјања – погонска сила размене топлоте.

Овај гранични услов значи да је количина топлоте која се размењује између флуида и граничне површине једнака количини топлоте која се размени молекуларним путем кроз топлотни гранични слој. Ако се за појаву прелаза топлоте уведе коефицијент сличности топлотних проводности

$$K_\lambda = \frac{\lambda^b}{\lambda^a} \quad (2.41)$$

добиће се индикатор сличности

$$\frac{K_\lambda \cdot K_T}{K_l} = K_\alpha \cdot K_T \quad (2.42)$$

5. Нуселтов број који карактерише интензитет преноса топлоте на граници између чврстог тела и флуида, а који следи из претходног

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} = const \quad (2.43)$$

С обзиром на евидентну чињеницу да интензитет размењене количине топлоте зависи од струјног и температурског поља у систему, може се закључити да за ову појаву важи следећа општа критеријумска једначина

$$\text{Nu} = \text{Nu}[\text{Re}; \text{Pr}; (\text{Pe}); \dots] \quad (2.44)$$

Често се у литератури уместо Нуселтовог броја користи Стентонов број

$$\text{St} = \frac{\text{Nu}}{\text{Pe}} = \frac{\alpha}{c_p \cdot \rho \cdot w} \quad (2.45)$$

који представља однос између количине топлоте (топлотног флукса) која се размени између флуида и граничне површине и количине топлоте која би се добила ако би флуид променио температуру од оне коју има у зони непоремећеног струјања до оне која влада на граници између фаза.

У англосаксонској литератури се уместо Нуселтовог броја користи тзв.  $j_H$  фактор

$$j_H = \text{St} \cdot \text{Pr}^{2/3} \quad (2.46)$$

одакле следи зависност

$$\text{Nu} = j_H \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (2.47)$$

## 2.2.6 Критеријуми сличности и критеријумске једначине за размену супстанције

Да би се формирали критеријуми сличности у овом случају, подразумева се да постоје слична концентрациона поља која се јављају само када постоје слични услови размене супстанције у два система и када се испуњени услови геометријске сличности. Критеријуми сличности и критеријумске једначине за процес размене супстанције се у овом поглављу такође дефинишу на основу [9] и то за случај транспорта супстанције у једнофазном двокомпонентном систему (А и В). При струјању флуида, концентрационо поље је функција и брзинског поља. С обзиром на то, одређени индикатори сличности се добијају и из анализе једначине кретања.



Размена супстанције у систему се описује помоћу једначине биланса по компоненти А уз претпоставку да у систему нема извора или понора супстанције и изражава се у облику

$$\frac{Dc_A}{d\tau} = D_{AB} \cdot \left( \frac{\partial^2 c_A}{\partial z_1^2} + \frac{\partial^2 c_A}{\partial z_2^2} + \frac{\partial^2 c_A}{\partial z_3^2} \right) \quad (2.48)$$

где су:

- $c_A$ , kmolA/m<sup>3</sup>, молска концентрација компоненте А у мешавини А + В;
- $D_{AB}$ , m<sup>2</sup>/s, коефицијент дифузије компоненте А кроз мешавину А + В.

За анализу процеса размене супстанције потребно је увести коефицијент сличности коефицијената дифузије

$$K_D = \frac{D_{AB}^b}{D_{AB}^a} \quad (2.49)$$

Сличност концентрационих поља се изражава преко коефицијента сличности

$$K_{c_A} = \frac{c_A^b}{c_A^a} \quad (2.50)$$

На основу једначине супстанцијалног биланса следи

$$\frac{K_{c_A}}{K_\tau} = \frac{K_w \cdot K_{c_A}}{K_l} = \frac{K_D \cdot K_{c_A}}{K_l^2} \quad (2.51)$$

На основу претходног, дефинишу се следећи бездимензиони критеријуми, који су коришћени у овом раду.

6. Пеклеов дифузиони број који представља однос између интензитета конвективног и молекуларног транспорта супстанције је

$$Pe_D = \frac{w \cdot l}{D_{AB}} = const \quad (2.52)$$

7. Шмитов број, који представља количник Пеклеовог дифузионог и Рејнолдсовог броја

$$Sc = \frac{Pe_D}{Re} = \frac{\nu}{D_{AB}} \quad (2.53)$$

Шмитов број, слично као и Прантлов при размени топлоте, дефинише однос између ефективне дебљине динамичког и концентрационог филма.

Систем диференцијалних једначина кретања и једначине супстанцијалног биланса не даје једнозначна решења без познатих граничних услова. Гранични услов се за транспорт супстанције даје као

$$N_A = \beta \cdot \Delta c_A, \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2) \quad (2.54)$$

где су:

- $\beta, \text{ kmolA}/[\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot (\text{kmolA}/\text{m}^3)]$ , коефицијент транспорта супстанције на граници флуидне струје (гас, течност) и зида;
- $\Delta c_A, \text{ kmolA}/\text{m}^3$ , разлика молских концентрација компоненте А на граници фаза и у зони непо ремећеног струјања – погонска сила процеса размене супстанције.

Разликују се два карактеристична случаја која су од значаја за техничку праксу: еквимоларни супротносмерни транспорт супстанције и транспорт супстанције кроз стагнант. С обзиром да је у овом раду интересантан случај транспорта супстанције кроз стагнант, у наставку ће се приказати критеријуми сличности дефинисани за овај модел транспорта супстанције.

Транспорт супстанције кроз стагнант се описује следећом једначином

$$N_A = \beta^s \cdot \Delta c_A = \frac{D_{AB}}{\delta_c} \cdot \frac{c}{c_{Bln}} \cdot \Delta c_A \quad (2.55)$$

- $\beta^s = \frac{D_{AB}}{\delta_c} \cdot \frac{c}{c_{Bln}} \cdot \Delta c_A, \text{ kmolA}/[\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot (\text{kmolA}/\text{m}^3)]$ , коефицијент прелаза компоненте А кроз стагнант В;
- $c, \text{ kmol}/\text{m}^3$ , молска концентрација мешавине;
- $c_{Bln}, \text{ kmolB}/\text{m}^3$ , средња логаритамска концентрација стагнанта.

Уводећи нове коефицијенте сличности и то коефицијент сличности коефицијената прелаза супстанције

$$K_{\beta} = \frac{(\beta^s)^b}{(\beta^s)^a} \quad (2.56)$$

кофицијент сличности укупне концентрације

$$K_c = \frac{c^b}{c^a} \quad (2.57)$$

као и коефицијент сличности концентрација компоненте В

$$K_{c_B} = \frac{c_B^b}{c_B^a} \quad (2.58)$$

добриће се нови индикатор сличности

$$\frac{K_{\beta} \cdot K_l}{K_D} \cdot \frac{K_{c_B}}{K_c} = 1, \text{ односно } K_{\beta} = \frac{K_D}{K_l} \cdot \frac{K_c}{K_{c_B}} \quad (2.59)$$

8. Из претходно дефинисаног индикатора сличности следи Шервудов број

$$\text{Sh} = \frac{\beta^s \cdot l}{D_{AB}} \cdot \frac{c_{Bln}}{c} \quad (2.60)$$

а ако је Колбурнов коефицијент прелаза супстанције

$$B^s = \beta^s \cdot c_{Bln}, \text{ kmol(A + B)/(m}^2 \cdot \text{s)} \quad (2.61)$$

може се написати

$$\text{Sh} = \frac{B^s \cdot l}{D_{AB} \cdot c} \quad (2.62)$$

С обзиром на чињеницу да интензитет транспорта супстанције зависи од струјног и концентрационог поља у систему може се закључити да за ову појаву важи следећа општа критеријумска једначина

$$\text{Sh} = \text{Sh}[\text{Re}; \text{Sc}; (\text{Pe}_D); \dots] \quad (2.63)$$

9. Често се у литератури уместо Шервудовог броја користи Стентонов дифузиони број

$$\text{St}_D = \frac{\text{Sh}}{\text{Pe}_D} = \frac{B^s}{c \cdot w} \quad (2.64)$$

10. У англосаксонској литератури се уместо Нуселтовог броја користи тзв.  $j_D$  фактор

$$j_D = St_D \cdot Sc^{2/3} \quad (2.65)$$

одакле следи зависност

$$Sh = j_D \cdot Re \cdot Sc^{1/3} \quad (2.66)$$

### 2.2.7 Аналогија преноса количине кретања, топлоте и супстанције

Посматрањем физичких појава које су описане карактеристичним једначинама количине кретања, преноса топлоте и супстанције могуће је уочити сличности физичких величина и самих процеса. С обзиром на чињеницу да су према филмској теорији сви отпори транспорту (количине кретања, топлоте и супстанције) концентрисани у слоју флуида одговарајуће дебљине ( $\delta_w$ ,  $\delta_T$ ,  $\delta_c$  су дебљине филма које се односе на транспорт количине кретања – ефективна дебљина динамичког слоја, као и транспорт топлоте и супстанције – ефективна дебљина температурског и концентрационог слоја), транспорт кроз филм се обавља молекуларним путем

$$\sigma = -\mu \cdot \frac{dw}{dz} \quad (2.67)$$

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \frac{dT}{dz} \quad (2.68)$$

$$J_A = -D_{AB} \cdot \frac{dc_A}{dz} \quad (2.69)$$

Анализом претходних једначина долази се до питања да ли се може успоставити нека врста релације између коефицијената дифузије, прелаза топлоте и коефицијента трења. Уколико се оваква веза може успоставити тада би се запажања добијена истраживањем брзинског поља могла директно искористити за предвиђање температурског и/или концентрационог поља и обратно. Аналогију између преноса количине кретања и топлоте је први уочио Озборн Рејнолдс 1874. године. Његов рад су, између осталих, наставили Чилтон и Колбурн. У свом чланку [10] су анализирали експерименталне податке који су им били на располагању те су закључили да се за случајеве струјања преко равне плоче,

струјања кроз цеви, као и код попречног наструјавања цеви Рејнолдсова аналогија може кориговати и уопштити. У литератури [11] изведена је и детаљно објашњена Рејнолдсова аналогија.

Последица Чилтон–Колбурнове аналогије је да Прантлов број дефинише однос између ефективне дебљине динамичког ( $z_{F,w}$ ) и температурског филма ( $z_{F,T}$ )

$$\frac{z_{F,w}}{z_{F,T}} = \text{Pr}^{1/3} \quad (2.70)$$

У раду [12] се на основу аналогије прелаза топлоте и супстанције анализира утицај конвективних топлотних оптерећења са ледене површине. Прорачунавана су сензибилна и латентна топлотна оптерећења, при чему је одређивање коефицијента испаравања било базирано на примени Чилтон–Колбурнове аналогије.

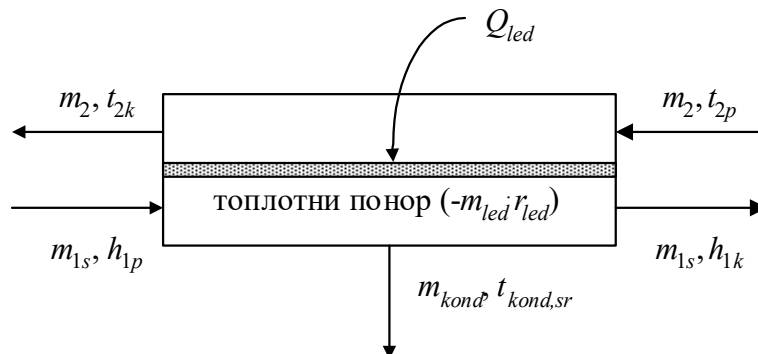
Поред изложених феномена, у скорије време је дато свега још неколико потврда Рејнолдсове, односно Чилтон–Колбурнове аналогије. нпр. у области ламинарног струјања флуида преко цевног снопа једначине објављене у [13] и [14] показују да се може применити Чилтон–Колбурнова аналогија.

### 2.3 РАЗМЕЊИВАЧИ ТОПЛОТЕ ЗА ХЛАЂЕЊЕ ВАЗДУХА

У овом поглављу даје се анализа прорачуна размењивача топлоте за потребе хлађења ваздуха. Приказан је низ објашњења и изведених закључака, на које ће се касније позивати у дисертацији, кроз билансне и феноменолошке једначине за рад у сувом режиму, режиму са кондензацијом, као и у режиму рада са издвајањем слоја иња (леда) на површини РТ. Такође, дефинише се и ефикасност оребрене површине у зависности од погонске силе процеса размене. У отвореној литератури могу да се нађу радови који су се бавили оваквим анализама [15], [16], [17], [18] и у којима се поред осталог дефинише и разлика између ефикасности ребра у сувим и влажним условима рада.

### 2.3.1 Билансне једначине за размењивач топлоте

На основу претходно објашњеног у уводним разматрањима, размењивачи топлоте са оребреним површинама су у широкој употреби, при чему је једна од битних намена хлађење атмосферског ваздуха. Уколико се на површини ових РТ не издваја влага, говори се само о осетној („сувој”) размени топлоте. Ипак при коришћењу РТ за хлађење ваздуха, уз размену топлоте често се јавља издвајање влаге на површини у виду кондензата или слоја иња. У тим случајевима, поред сензибилне топлоте, размењује се и латентна топлота која може имати знатан удео у укупно размењеној количини топлоте. Јасно је да у оваквим условима рада, размена влаге неће зависити само од температурске разлике. На слици 2.12 у најопштијем случају је шематски приказана хлађена површина РТ у контакту са топлим струјом влажног ваздуха који мења своје стање  $1p$  од улаза у хладњак до стања  $1k$  на излазном пресеку, при чему се издвајају опционо слој течности и/или леда у зависности од услова. Мора још и да се нагласи да је расхладни флуид у овој дисертацији течност која не мења фазу при струјању кроз апарат.



**Слика 2.12** Ваздушни хладњак – појаве флукса топлоте и супстанције на површини хладњака (шематски приказ хлађења и одвлаживања ваздуха)  
Могу се раздвојити три различита случаја хлађења ваздуха:

- хлађење без сушења ваздуха (где је средња температура површине хладњака виша од тачке росе ваздуха);
- хлађење са сушењем ваздуха при чему се влага издваја на површини у виду кондензата (средња температура површине хладњака нижа од тачке росе ваздуха, при том виша од нуле);

- хлађење са сушењем где се влага издваја у виду слоја иња (средња температура површине хладњака нижа од тачке росе ваздуха, али и нижа од нуле).

### Топлотни биланс

Као најопштији, разматраће се случај када истовремено долази до кондензације паре и до стварања слоја иња на површини за размену.  $\dot{Q}_{led}$  представља количину топлоте која се утроши на формирање слоја леда у апарату (слика 2.12) и манифестује се као “топлотни прилив” у систем

$$\dot{Q}_{led} = \dot{m}_{led} \cdot r_{led} \quad (2.71)$$

а  $r_{led}$ , kJ/kg је топлота смрзавања воде. Билансна једначина гласи:

$$\dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot t_{2,p} + \dot{m}_{1,s} \cdot h_{1,p} + \dot{Q}_{led} = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot t_{2,k} + \dot{m}_{1,s} \cdot h_{1,k} + \dot{Q}_{kond} \quad (2.72)$$

$$\dot{m}_{1,s} \cdot (h_{1,p} - h_{1,k}) + \dot{Q}_{led} = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{2,k} - t_{2,p}) + \dot{Q}_{kond} \quad (2.73)$$

Укупна количина кондензата која се акумулише у апарату са стране топлијег флуида у форми леда је

$$\dot{m}_{led} = \int_{S_1} d\dot{m}_{led} \quad (2.74)$$

Топлотни садржај који се са размењивача “слива” у околину са кондензатом је

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{kond} \cdot c_{pt} \cdot t_{kond,sr} \quad (2.75)$$

где је  $c_{pt}$ , kJ/(kgK) специфични топлотни капацитет кондензата, док је средња температура кондензата

$$t_{kond,sr} = \frac{1}{\dot{m}_{kond} \cdot c_{pt}} \cdot \int_{S_1} c_{pt} \cdot t_{kond} \cdot d\dot{m}_{kond} \quad (2.76)$$

а укупна количина кондензата која се издвоји у размењивачу је

$$\dot{m}_{kond} = \int_{S_1} d\dot{m}_{kond} \quad (2.77)$$

Количина топлоте коју предаје топлији флуид и која се транспортује ка површини за размену топлоте  $S_1$  је

$$\begin{aligned}\dot{Q}_1 &= \int_{S_1} d\dot{Q}_1 = \dot{m}_{1,s} \cdot (h_{1,p} - h_{1,k}) - \dot{Q}_{kond} = \\ &= \dot{m}_{1,s} \cdot (h_{1,p} - h_{1,k}) - \dot{m}_{kond} \cdot c_{pt} \cdot t_{kond,sr}\end{aligned}\quad (2.78)$$

Количина топлоте која се предаје хладнијем флуиду

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{2,k} - t_{2,p}) = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_{led} \quad (2.79)$$

Често се једначина топлотног биланса (2.72) исказује у облику

$$\dot{m}_{1,s} \cdot (h_{1,p} - h_{1,k}) - \dot{Q}_{kond} = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{2,k} - t_{2,p}) - \dot{Q}_{led} \quad (2.80)$$

односно у облику

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 - \dot{Q}_{led} \quad (2.81)$$

### Материјални биланс

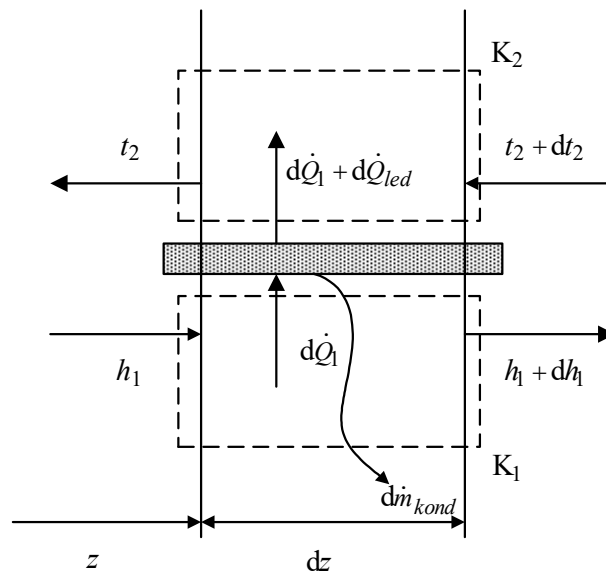
У овом случају  $\dot{m}_{led}$  је материјални понор са стране топлијег флуида, па билансна једначина гласи:

$$\dot{m}_{1,s} \cdot Y_{1,p} + (-\dot{m}_{led}) = \dot{m}_{1,s} \cdot Y_{1,k} + \dot{m}_{kond} \quad (2.82)$$

Укупна количина влаге која се у општем случају издвоји у размењивачу је

$$\dot{m}_{1,s} \cdot (Y_{1,p} - Y_{1,k}) = \dot{m}_{kond} + \dot{m}_{led} \quad (2.83)$$

### 2.3.2 Основне билансне једначине за елементарну површину размене топлоте при кондензацији паре



Слика 2.13 Елементарна површина за размену топлоте



У случају кондензације дуж глатке површине биланс по контури К1, (слика 2.13) при размени осетне топлоте дуж елементарне површине  $dS_1$  ће бити

$$\dot{m}_{1,s} \cdot c_{p1} \cdot t_1 = \dot{m}_{1,s} \cdot c_{p1} \cdot (t_1 + dt_1) + d\dot{Q}_{1,os} \quad (2.84)$$

С друге стране, осетна топлота дуж елементарне површине  $dS_1$  је

$$d\dot{Q}_{1,os} = \alpha_1 \cdot (t_1 - t_{1,gr}) \cdot dS_1 \quad (2.85)$$

Из (2.84) и (2.85) следи

$$d\dot{Q}_{1,os} = \alpha_1 \cdot (t_1 - t_{1,gr}) \cdot dS_1 = -\dot{m}_{1,s} \cdot c_{p1} dt_1 \quad (2.86)$$

где је промена температуре топлијег флуида дуж елементарне површине  $dS_1$

$$dt_1 = -\frac{\alpha_1 \cdot dS_1}{\dot{m}_{1,s} \cdot c_{p1}} \cdot (t_1 - t_{1,gr}) \quad (2.87)$$

Користећи се Луисовим правилом

$$\frac{\alpha_1}{c_{p1} \cdot \beta_Y} = 1 \quad (2.88)$$

добија се

$$dt_1 = -\frac{\beta_Y \cdot dS_1}{\dot{m}_{1,s}} \cdot (t_1 - t_{1,gr}) \quad (2.89)$$

Биланс по контури К1, при размени укупне количине топлоте дуж елементарне површине  $dS_1$

$$\dot{m}_{1,s} \cdot h_1 = \dot{m}_{1,s} \cdot (h_1 + dh_1) + d\dot{Q}_1 + d\dot{m}_{kond} \cdot c_{pt} \cdot t_{kond} \quad (2.90)$$

С друге стране, ако се пође од једначине за размену латентне топлоте

$$d\dot{Q}_{1,lat} = \beta_Y \cdot (Y_1 - Y_{1,gr}) \cdot r(t_{1,gr}) \cdot dS_1 \quad (2.91)$$

добија се

$$\begin{aligned} d\dot{Q}_1 &= d\dot{Q}_{1,os} + d\dot{Q}_{1,lat} = \\ &= \alpha_1 \cdot (t_1 - t_{1,gr}) \cdot dS_1 + \beta_Y \cdot (Y_1 - Y_{1,gr}) \cdot r(t_{1,gr}) \cdot dS_1 \end{aligned} \quad (2.92)$$

и применивши Луисово правило које каже да је  $Le = 1$  следи

$$d\dot{Q}_1 = c_{p1} \cdot \beta_Y \cdot (t_1 - t_{1,gr}) \cdot dS_1 + \beta_Y \cdot (Y_1 - Y_{1,gr}) \cdot r(t_{1,gr}) \cdot dS_1 \quad (2.93)$$

$$d\dot{Q}_1 = \beta_Y \cdot [c_{p1} \cdot (t_1 - t_{1,gr}) + (Y_1 - Y_{1,gr}) \cdot r(t_{1,gr})] \cdot dS_1 \quad (2.94)$$

Ако је топлота испаравања воде  $r(t_{1,gr}) \approx r(0^\circ \text{C}) = r_0$ , добија се једначина

$$d\dot{Q}_1 = \beta_Y \cdot (h_1 - h_{1,gr}) \cdot dS_1 \quad (2.95)$$

Из (2.90) и (2.95) следи промена енталпије влажног ваздуха дуж елементарне површине  $dS_1$

$$dh_1 = -\frac{d\dot{Q}_1}{\dot{m}_{1,s}} - \frac{d\dot{m}_{kond}}{\dot{m}_{1,s}} \cdot c_{pt} \cdot t_{kond} \quad (2.96)$$

$$dh_1 = -\frac{\beta_Y \cdot (h_1 - h_{1,gr}) \cdot dS_1}{\dot{m}_{1,s}} - dY_1 \cdot c_{pt} \cdot t_{kond} \quad (2.97)$$

$$dh_1 = -\frac{\beta_Y \cdot (h_1 - h_{1,gr}) \cdot dS_1}{\dot{m}_{1,s}} - \frac{\beta_Y \cdot dS_1}{\dot{m}_{1,s}} \cdot (Y_1 - Y_{1,gr}) \cdot c_{pt} \cdot t_{kond} \quad (2.98)$$

$$dh_1 = -\frac{\beta_Y \cdot dS_1}{\dot{m}_{1,s}} \cdot [(h_1 - h_{1,gr}) + (Y_1 - Y_{1,gr}) \cdot c_{pt} \cdot t_{kond}] \quad (2.99)$$

За размену влаге дуж елементарне површине  $dS_1$  важи

$$\dot{m}_{1,s} \cdot Y_1 = \dot{m}_{1,s} \cdot (Y_1 + dY_1) + d\dot{m}_{kond} \quad (2.100)$$

$$d\dot{m}_{kond} = \beta_Y \cdot (Y_1 - Y_{1,gr}) \cdot dS_1 \quad (2.101)$$

где је  $\beta_Y = \frac{\alpha_1}{c_{p1}}$  коефицијент испаравања. Из (2.100) и (2.101) следи

$$dY_1 = -\frac{d\dot{m}_{kond}}{\dot{m}_{1,s}} = -\frac{\beta_Y \cdot dS_1}{\dot{m}_{1,s}} \cdot (Y_1 - Y_{1,gr}) \quad (2.102)$$

Ако се постави биланс по контури K2 (слика 2.13), може се израчунати промена температуре хладнијег флуида. Топлотни биланс дуж елементарне површине  $dS_1$  тада гласи

$$\dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_2 + dt_2) + d\dot{Q}_1 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot t_2 \quad (2.103)$$

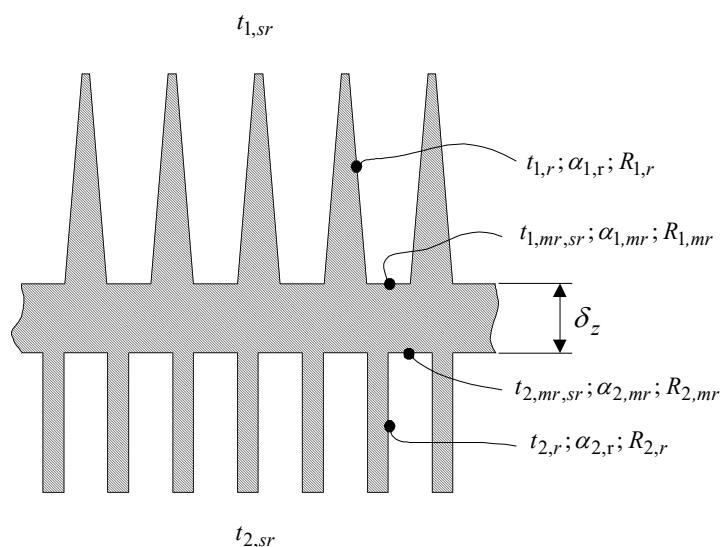
одакле следи

$$dt_2 = -\frac{d\dot{Q}_1}{\dot{m}_2 \cdot c_{p2}} \quad (2.104)$$

### 2.3.3 Издвајање влаге дуж оребрене површине за размену

Карактеристичне средње температуре, које се користе у овом делу прорачуна дате су детаљно на слици 2.14 на којој је представљена разуђена површина размењивача топлоте у најопштијем случају. Напомиње се да је у раду коришћен РТ са оребрењем само спољашње, топлије стране (са стране ваздуха). Такође, претпоставља се да важи да је коефицијент прелаза топлоте са површине ребра једнак коефицијенту прелаза топлоте са међуребарне површине (као и за отпоре услед запрљања), тј.

$$\alpha_{1,r} = \alpha_{1,mr}, \quad R_{1,r} = R_{1,mr} \quad (2.105)$$



**Слика 2.14** Разуђена површина за размену топлоте са карактеристичним температурама [1]

Ако се такође постави биланс по контури К1, (слика 2.13) промена осетне топлоте дуж елементарне површине  $dS_1$  са оребрењем је

$$d\dot{Q}_{1,os} = \alpha_1 \cdot \frac{\eta_1}{\theta_1} \cdot (t_1 - t_{1,r,gr}) \cdot dS_1 = -\dot{m}_{1,s} \cdot c_{p1} \cdot dt_1 \quad (2.106)$$

при чему је ефикасност ребра дефинисана преко температура

$$\theta_1 = \frac{t_1 - t_{1,r}}{t_1 - t_{1,mr}} = \frac{t_1 - t_{1,r,gr}}{t_1 - t_{1,mr,gr}} \quad (2.107)$$

док је ефикасност оребрене површине дефинисана преко температура

$$\eta_1 = 1 - \frac{S_{1,r}}{S_1} \cdot (1 - \theta_1) = 1 - \frac{dS_{1,r}}{dS_1} \cdot (1 - \theta_1) \quad (2.108)$$

Промена температуре топлијег флуида дуж елементарне површине  $dS_1$  је

$$dt_1 = - \frac{\alpha_1 \cdot \frac{\eta_1}{\theta_1} \cdot dS_1}{\dot{m}_{1,s} \cdot c_{p1}} \cdot (t_1 - t_{1,r,gr}) \quad (2.109)$$

а користећи Луисово правило добија се

$$dt_1 = - \frac{\beta_Y \cdot \frac{\eta_1}{\theta_1} \cdot dS_1}{\dot{m}_{1,s}} \cdot (t_1 - t_{1,r,gr}) \quad (2.110)$$

Размена укупне количине топлоте дуж елементарне површине  $dS_1$  са оребрењем износи

$$d\dot{Q}_1 = \beta_Y \cdot (h_1 - h_{1,r,gr}) \cdot dS_{1,r} + \beta_Y \cdot (h_1 - h_{1,mr,gr}) \cdot dS_{1,mr} \quad (2.111)$$

Први сабирак са десне стране једначине (2.111) је количина топлоте размењена преко оребрења, а други сабирак количина топлоте размењена преко међуребарне површине.

$$d\dot{Q}_1 = \beta_Y \cdot (h_1 - h_{1,r,gr}) \cdot dS_{1,r} + \beta_Y \cdot (h_1 - h_{1,mr,gr}) \cdot d(S_1 - S_{1,r}) \quad (2.112)$$

Ефикасност ребра дефинисана преко енталпија ваздуха је

$$\theta_{1,h} = \frac{h_1 - h_{1,r,gr}}{h_1 - h_{1,mr,gr}} \quad (2.113)$$

Коришћењем једначина (2.112) и (2.113) добија се

$$d\dot{Q}_1 = \beta_Y \cdot (h_1 - h_{1,mr,gr}) \cdot dS_1 \cdot \frac{dS_{1,r}}{dS_1} \cdot \theta_{1,h} + \beta_Y \cdot (h_1 - h_{1,mr,gr}) \cdot \left(1 - \frac{dS_{1,r}}{dS_1}\right) \cdot dS_1 \quad (2.114)$$

$$d\dot{Q}_1 = \beta_Y \cdot (h_1 - h_{1,mr,gr}) \cdot dS_1 \cdot \left[ \frac{dS_{1,r}}{dS_1} \cdot \theta_{1,h} + 1 - \frac{dS_{1,r}}{dS_1} \right] \quad (2.115)$$

Ако се ефикасност оребрене површине дефинише преко енталпија као

$$\eta_{1,h} = 1 - \frac{S_{1,r}}{S_1} \cdot (1 - \theta_{1,h}) = 1 - \frac{dS_{1,r}}{dS_1} \cdot (1 - \theta_{1,h}) \quad (2.116)$$

добија се следећи облик једначине за пренос топлоте

$$d\dot{Q}_1 = \beta_Y \cdot \eta_{1,h} \cdot (h_1 - h_{1,mr,gr}) \cdot dS_1 \quad (2.117)$$

или

$$d\dot{Q}_1 = \beta_Y \cdot \frac{\eta_{1,h}}{\theta_{1,h}} (h_1 - h_{1,r,gr}) \cdot dS_1 \quad (2.118)$$

а промена енталпије влажног ваздуха дуж елементарне оребрене површине  $dS_1$

$$dh_1 = -\frac{d\dot{Q}_1}{\dot{m}_{1,s}} - \frac{d\dot{m}_{kond}}{\dot{m}_{1,s}} \cdot c_{pt} \cdot t_{kond} \quad (2.119)$$

тј. ако се искористе (2.118) и (2.119) је

$$dh_1 = -\frac{\beta_Y \cdot \frac{\eta_{1,h}}{\theta_{1,h}} \cdot (h_1 - h_{1,r,gr}) \cdot dS_1}{\dot{m}_{1,s}} - dY_1 \cdot c_{pt} \cdot t_{kond} \quad (2.120)$$

$$dh_1 = -\frac{\beta_Y \cdot \frac{\eta_{1,h}}{\theta_{1,h}} \cdot dS_1}{\dot{m}_{1,s}} \cdot \left[ (h_1 - h_{1,r,gr}) + (Y_1 - Y_{1,r,gr}) \cdot c_{pt} \cdot t_{kond} \right] \quad (2.121)$$

Да би се извела претходна једначина потребно је да се дефинише промена влажности ваздуха. Та промена садржаја воде у топлијем флуиду дуж елементарне површине  $dS_1$  може се представити као збир количине воде која се кондензује на оребрењу и на међуребарној површи, дакле

$$d\dot{m}_{kond} = \beta_Y \cdot (Y_1 - Y_{1,r,gr}) \cdot dS_{1,r} + \beta_Y \cdot (Y_1 - Y_{1,mr,gr}) \cdot dS_{1,mr} \quad (2.122)$$

$$d\dot{m}_{kond} = \beta_Y \cdot (Y_1 - Y_{1,r,gr}) \cdot dS_{1,r} + \beta_Y \cdot (Y_1 - Y_{1,mr,gr}) \cdot d(S_1 - S_{1,r}) \quad (2.123)$$

Ефикасност ребра дефинисана преко садржаја воде је

$$\theta_{1,Y} = \frac{Y_1 - Y_{1,r,gr}}{Y_1 - Y_{1,mr,gr}} \quad (2.124)$$

Из (2.123) и (2.124) следи

$$\begin{aligned} d\dot{m}_{kond} = & \beta_Y \cdot (Y_1 - Y_{1,mr,gr}) \cdot dS_1 \cdot \frac{dS_{1,r}}{dS_1} \cdot \theta_{1,Y} + \\ & + \beta_Y \cdot (Y_1 - Y_{1,mr,gr}) \cdot \left(1 - \frac{dS_{1,r}}{dS_1}\right) \cdot dS \end{aligned} \quad (2.125)$$

$$d\dot{m}_{kond} = \beta_Y \cdot (Y_1 - Y_{1,mr,gr}) \cdot dS_1 \cdot \left[1 - \frac{dS_{1,r}}{dS_1} \cdot (1 - \theta_{1,Y})\right] \quad (2.126)$$

Ефикасност оребрене површине дефинисана преко садржаја влаге је

$$\eta_{1,Y}^* = 1 - \frac{S_{1,r}}{S_1} \cdot (1 - \theta_{1,Y}) = 1 - \frac{dS_{1,r}}{dS_1} \cdot (1 - \theta_{1,Y}) \quad (2.127)$$

па је основни облик једначине за транспорт влаге са оребрене површине

$$d\dot{m}_{kond} = \beta_Y \cdot \eta_{1,Y} (Y_1 - Y_{1,mr,gr}) \cdot dS_1 \quad (2.128)$$

или

$$d\dot{m}_{kond} = \beta_Y \cdot \frac{\eta_{1,Y}}{\theta_{1,Y}} (Y_1 - Y_{1,r,gr}) \cdot dS_1 \quad (2.129)$$

$$dY_1 = - \frac{d\dot{m}_{kond}}{\dot{m}_{1,s}} = - \frac{\beta_Y \cdot \frac{\eta_{1,Y}}{\theta_{1,Y}} \cdot dS_1}{\dot{m}_{1,s}} \cdot (Y_1 - Y_{1,r,gr}) \quad (2.130)$$

На основу претходно реченог, закључује се да постоје три ефикасности ребра и то

$$\theta_1 = \frac{t_1 - t_{1,r}}{t_1 - t_{1,mr}} = \frac{t_1 - t_{1,r,gr}}{t_1 - t_{1,mr,gr}}, \quad \theta_{1,h} = \frac{h_1 - h_{1,r,gr}}{h_1 - h_{1,mr,gr}}, \quad \theta_{1,Y} = \frac{Y_1 - Y_{1,r,gr}}{Y_1 - Y_{1,mr,gr}} \quad (2.131)$$

при чему оне у општем случају нису једнаке.

#### 2.3.4 Привидни коефицијент прелаза топлоте при хлађењу влажног гаса

На основу температурског и енталпијског потенцијала могуће је да се дефинише параметар који дефинише издвајање (и утицај) влаге из ваздуха на површини РТ и представља однос укупно размењене количине топлоте и осетне топлоте и рачуна се као

$$\xi_M = \frac{\Delta h_1}{c_{p1} \cdot \Delta t_1} \quad (2.132)$$

где су у бројиоцу и имениоцу дефинисане промена енталпије и температуре влажног ваздуха кроз разматрани пресек апарата. У [4] и [8] се назива Меркелов коефицијент, а у [19] реципрочна је вредност овако дефинисаног коефицијента и означава се као SHF (sensible heat factor).

Величина  $\xi_M$  представља однос укупно размењене количине топлоте (збир осетне и латентне) и осетне топлоте која се транспортује ка површини за размену, при чему се разликују два случаја:

- температура граничне површине  $t_{1,gr}$ , °C је виша од температуре росе влажног ваздуха  $t_R$ , °C, односно  $t_{1,gr} > t_R$ . Онда је  $\xi_M = 1$  јер нема кондензације водене паре, па самим тим ни размене латентне топлоте;
- температура граничне површине је нижа од температуре росе влажног ваздуха, односно  $t_{1,gr} < t_R$ . Тада је  $\xi_M > 1$  јер се водена пара кондензује на хладној површини.

Ако се водена пара кондензује на граничној површини ( $t_{1,gr} < t_R$ ) онда су могуће две ситуације:

- ако је температура граничне површине  $t_{1,gr} > 0^\circ\text{C}$  онда се на граничној површини издваја течност;
- ако је температура граничне површине  $t_{1,gr} \leq 0^\circ\text{C}$  онда се на граничној површини формира слој иња.

За глатке површине је сензибилна топлота на површини  $dS_1$  једнака

$$d\dot{Q}_{1,os} = \alpha_1 \cdot (t_1 - t_{1,gr}) \cdot dS_1 \quad (2.133)$$

а укупна количина топлоте која се размени на површини  $dS_1$  износи

$$d\dot{Q}_1 = \beta_Y \cdot (h_1 - h_{1,gr}) \cdot dS_1 \quad (2.134)$$

На основу претходно реченог величина  $\xi_M$  је

$$\xi_M = \frac{h_1 - h_{1,gr}}{c_{p1} \cdot (t_1 - t_{1,gr})} = \frac{d\dot{Q}_1}{d\dot{Q}_{1,os}} \quad (2.135)$$

одакле следи укупна количина топлоте која се размени на површини  $dS_1$

$$d\dot{Q}_1 = \xi_M \cdot d\dot{Q}_{1,os} = \alpha_1 \cdot \xi_M \cdot (t_1 - t_{1,gr}) \cdot dS_1 \quad (2.136)$$

За оребрене површине ће бити

$$d\dot{Q}_1 = \alpha_1 \cdot \xi_M \cdot \frac{\eta_1}{\theta_1} \cdot (t_1 - t_{1,r,gr}) \cdot dS_1 \quad (2.137)$$

где су:

- $\theta_1$ , ефикасност ребра дефинисана преко температура, а
- $\eta_1$ , ефикасност оребрене површине дефинисана преко температура.

Величина  $\alpha_1^* = \alpha_1 \cdot \xi_M$  назива се привидни коефицијент прелаза топлоте.

Сада је могуће дефинисати промену енталпије влажног ваздуха дуж елементарне површине  $dS_1$  на други начин и то преко ефикасности ребра  $\theta_1$  дефинисане преко температура на следећи начин

$$dh_1 = - \frac{\beta_Y \cdot \frac{\eta_1}{\theta_1} \cdot dS_1}{\dot{m}_{1,s}} \cdot \left[ (h_1 - h_{1,r,gr}) + (Y_1 - Y_{1,r,gr}) \cdot c_{pt} \cdot t_{kond} \right] \quad (2.138)$$

$$\begin{aligned} - \dot{m}_{1,s} \cdot dh_1 &= \beta_Y \cdot \frac{\eta_1}{\theta_1} \cdot dS_1 \cdot (h_1 - h_{1,r,gr}) + \\ &+ \beta_Y \cdot \frac{\eta_1}{\theta_1} \cdot dS_1 \cdot (Y_1 - Y_{1,r,gr}) \cdot c_{pt} \cdot t_{kond} \end{aligned} \quad (2.139)$$

С обзиром на (2.128) и (2.133), као и на чињеницу да са довољном тачношћу важи да је  $\eta_1 \cong \eta_{1,Y}$  [20], следи

$$\begin{aligned} - \dot{m}_{1,s} \cdot dh_1 &= \frac{\alpha_1}{c_{p1}} \cdot \frac{\xi_M}{h_1 - h_{1,r,gr}} \cdot \frac{\eta_1}{\theta_1} \cdot dS_1 \cdot (h_1 - h_{1,r,gr}) + \\ &+ \beta_Y \cdot \eta_1 \cdot (Y_1 - Y_{1,gr}) \cdot dS_1 \cdot c_{pt} \cdot t_{kond} \end{aligned} \quad (2.140)$$

$$- \dot{m}_{1,s} \cdot dh_1 - dm_{kond} \cdot c_{pt} \cdot t_{kond} = \alpha_1^* \cdot \frac{\eta_1}{\theta_1} \cdot (t_1 - t_{1,r,gr}) \cdot dS_1 = d\dot{Q}_1 \quad (2.141)$$

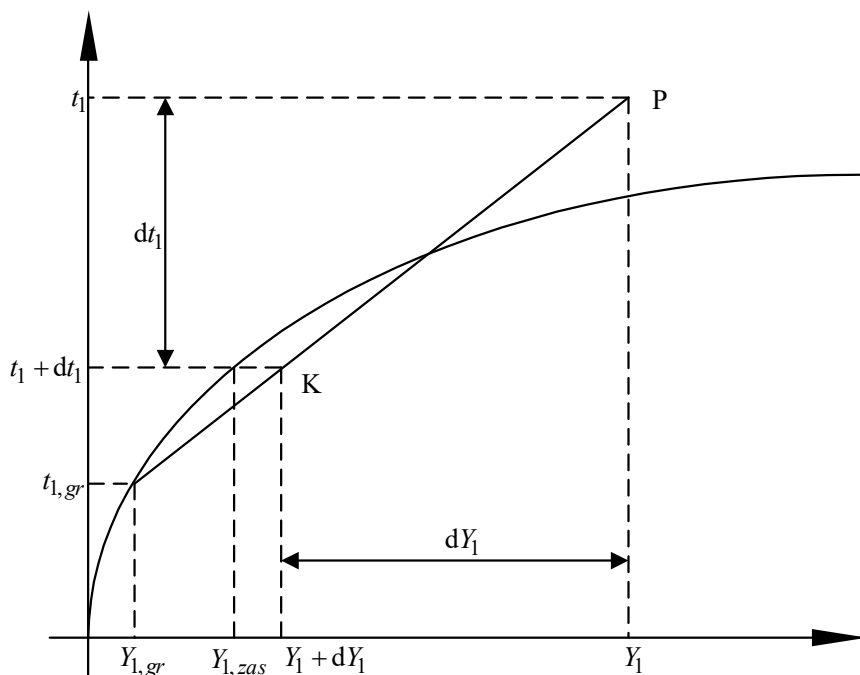
при чему је негативан предзнак првог члана у једначини (2.141) последица биланса топлоте по контури K1 и једначине (2.90). Десна страна представља укупно размењену топлоту изражену помоћу привидног (ефективног)



коэффицијента прелаза топлоте који обухвата и сензибилну и латентну количину топлоте.

### 2.3.5 Анализа случаја пресићеног влажног ваздуха на излазу из елементарне површине $dS_1$

Тачка К представља пресићен влажан ваздух – мешавину засићеног влажног ваздуха на температури  $t_1 + dt_1$  и са садржајем влаге  $Y_{1,zas}$  и воде у течном или чврстом агрегатном стању на температури  $t_1 + dt_1$ . То је заправо стање магле. Ова мешавина се може сматрати хомогеном када се на излазу из елементарне површине  $dS_1$  налази влажан ваздух чија је релативна влажност 100% (или мања) или хетерогеном сматрајући да се састоји од засићеног влажног ваздуха (релативне влажности 100%) и влаге у течном или чврстом агрегатном стању која се таложи на површини за размену топлоте. Конзервативнији приступ, са становишта димензионисања размењивача и количине топлоте која се предаје хладнијем флуиду, чини модел по коме се сматра да се влага из магле таложи на површини за размену топлоте и да се хлади до температуре на граници  $t_{1,gr}$  (за такав модел је дефинисан алгоритам прорачуна у поглављу 4).



Слика 2.15 Пресићен влажан ваздух на излазу елементарне површине  $dS_1$

Ако је испарљива компонента у течном агрегатном стању (слика 2.15) важи

$$\begin{aligned} h_1 + dh_1 &= h_{1,zas}(t_1 + dt_1) + (Y_1 + dY_1 - Y_{1,zas}) \cdot c_{pt} \cdot (t_1 + dt_1) = \\ &= h_{1,zas}(Y_{1,zas}) + (Y_1 + dY_1 - Y_{1,zas}) \cdot c_{pt} \cdot (t_1 + dt_1) \end{aligned} \quad (2.142)$$

а ако је испарљива компонента у замрзнутом стању (лед) може се написати

$$\begin{aligned} h_1 + dh_1 &= h_{1,zas}(t_1 + dt_1) + (Y_1 + dY_1 - Y_{1,zas}) \cdot r_{led} = \\ &= h_{1,zas}(Y_{1,zas}) + (Y_1 + dY_1 - Y_{1,zas}) \cdot [-r_l + c_{led} \cdot (t_1 + dt_1)] \end{aligned} \quad (2.143)$$

где су

- $c_{led}$ , J/(kg · K), специфични топлотни капацитет леда,
- $h_{1,zas}(t_1 + dt_1)$ ,  $h_{1,zas}(Y_{1,zas})$ , енталпија засићеног влажног ваздуха на температури  $t_1 + dt_1$  (слика 2.15).

### 3 ПРЕГЛЕД ПОДАТАКА ИЗ ДОСТУПНЕ ЛИТЕРАТУРЕ

У прегледу литературе се разматрају и анализирају са посебним интересом режими рада апарата у којима је долазило до кондензације водене паре на површини РТ. У наставку је дат хронолошки преглед најзначајнијих радова из отворене литературе у којима су приказана истраживања из области размене топлоте уз истовремено издвајање влаге на површини размењивача топлоте са ребреним цевима.

#### 3.1 McQuiston (Меквистон) [19], [21]

МекКвистон је 1978. године као аутор потписао чланке [19] и [21] у којима је представио резултате и корелације који су произашле из истраживања спроведених на Универзитету из Оклахоме (САД). У радовима је испитиван утицај корака ребра на пад притиска и прелаз топлоте и супстанције. Карактеристике пет тестираних размењивача топлоте, са шаховским распоредом цеви, дате су у табели 3.1, док је репринт одређених сетова података у форми дијаграма приказан на сликама 3.1 и 3.2. Опсег брзина струјања ваздуха у фасадном пресеку РТ био је од 0,5 m/s до 4 m/s, што одговара Рејнолдсовим бројевима (дефинисаним за хидраулички пречник) у опсегу од  $Re=90 \div 2770$ . У прилогу 7.3 су дати експериментални подаци из ових чланака.

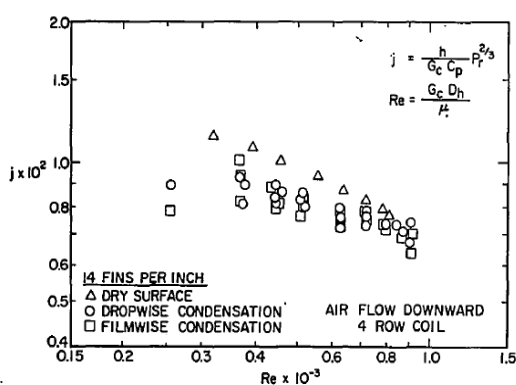


Fig. 15 Sensible  $j$  factors for the plate-fin-tube heat exchanger with 14 fins per in. Air flow downward; 4 rows of tubes

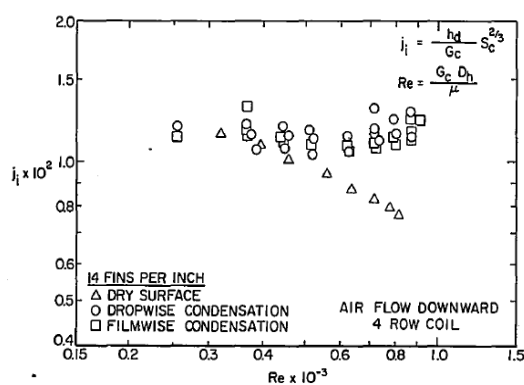
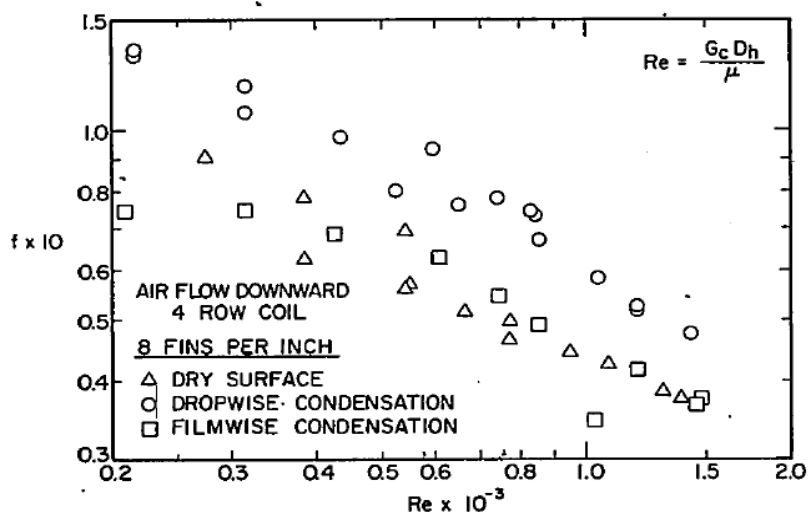


Fig. 16 Total  $j$  factors for the plate-fin-tube heat exchanger with 14 fins per in. Air flow downward; 4 rows of tubes

Слика 3.1 Репринт из чланка [19]



*Fig. 20 Friction factors for the plate-fin-tube heat exchanger with 8 fins per in. Air flow downward; 4 rows of tubes*

Слика 3.2 Репринт из чланка [19]

Табела 3.1 Геометријске карактеристике размењивача третираних у [19] и [21]

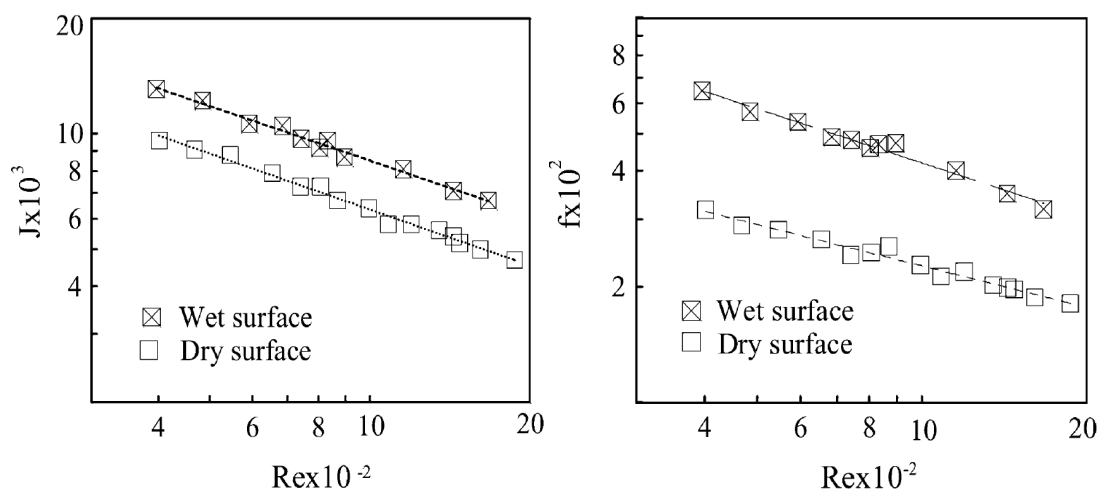
Тип испитиваног апарата	1	2	3	4	5
$N_r$ , 1/m, број ребара	157	315	394	472	551
$s_r$ , mm, корак ребара	6,369	3,175	2,538	2,117	1,814
$d_h$ , mm, хидраулички пречник	7,29	3,89	3,13	2,61	2,23
$H$ , mm, висина струјног канала	127				
$B$ , mm, ширина струјног канала	304,8				
$d_s$ , mm, спољни пречник цеви	17,145				
$\delta_r$ , mm, дебљина ребра	0,1524				
$N_{cl}$ , број редова цеви	4				
$N_c$ , укупан број цеви	20				
$s_t$ , mm, попречни корак цеви	25,4				
$s_l$ , mm, подужни корак цеви	22,0				
$d_{kr}$ , mm, пречник у корену ребра	17,45				

### 3.2 Halici, Taumaz, Gunduz (Халици, Тајмаз, Гундуз) [22]

У чланку [22] је описано истраживање утицаја броја редова цеви на прелаз топлоте и супстанције, као и струјне перформансе. Ово испитивање је спроведено у Турској на Машинском факултету Универзитета Сакарја. Резултати истраживања на четири размењивача топлоте, у оригиналном раду, презентовани су у облику дијаграма. Испитивања су вршена у опсегу Рејнолдсових бројева  $Re=370 \div 1670$ . Геометријске карактеристике размењивача дате су у табели 3.2, а на слици 3.3 дат је репринт дијаграма из чланка. Експериментални резултати овог истраживања такође су дати у прилогу 7.3.

**Табела 3.2** Геометријске карактеристике размењивача третираних у [22]

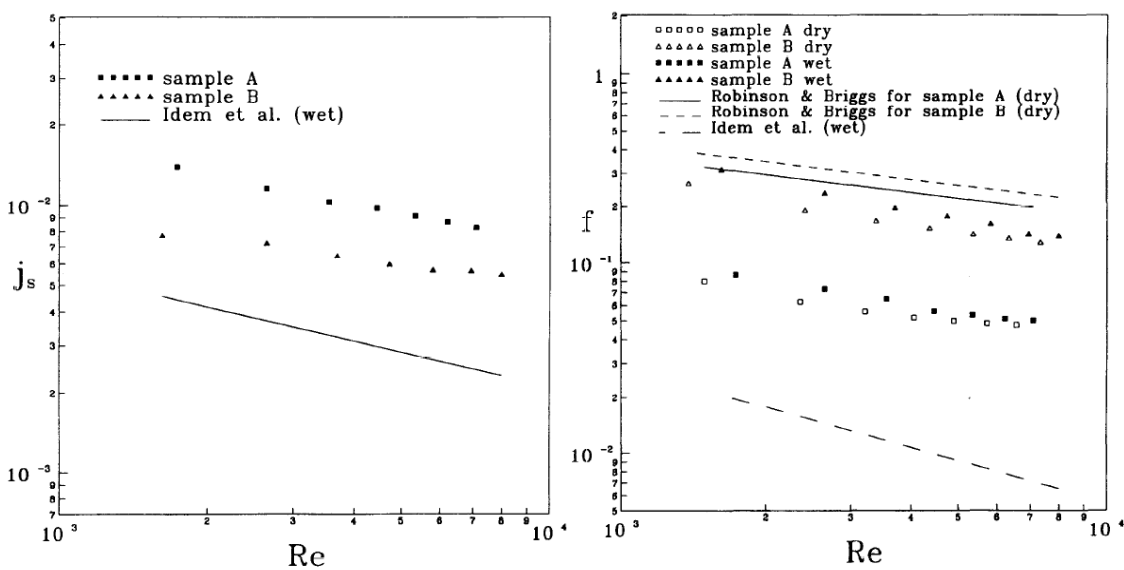
Тип испитиваног апарата	I	II	III	IV
$N_{cl}$ , број редова цеви	1	2	3	4
$L$ , mm, дужина размењивача	34,5	69	104	138
$H$ , mm, ширина струјног канала	380			
$V$ , mm, висина струјног канала	360			
$d_s$ , mm, спољашњи пречник цеви	16.9			
$\delta_r$ , mm, дебљина ребра	0.18			
$s_r$ , mm, корак ребара	2.584			
$N_r$ , 1/m, број ребара	387			
$s_t$ , mm, попречни корак цеви	40			
$s_l$ , mm, подужни корак цеви	34,5 (за РТ II, III, и IV)			



Слика 3.3 Репринт из чланка [22]

### 3.3 Jang, Lai, Liu (Јанг, Лаи, Лиу) [23], [24]

Група истраживача са Машинског факултета Ченг–Кунг Универзитета из Тајвана је у чланку [23] презентовала своје резултате из 1997. године. Два типа РТ са кружним ребрима су експериментално и нумерички испитивана у режимима рада са и без кондензације паре. Опсег струјања је био дефинисан брзином ваздуха у фасадном пресеку РТ  $w_F=1 \div 6 \text{ m/s}$ . У табели 3.3 су приказане карактеристике испитиваних размењивача, а на слици 3.4 су дати дијаграми из чланка.



Слика 3.4 Репринт из чланка [23], [24]

Табела 3.3 Геометријске карактеристике размењивача третираних у [23]

Тип испитиваног апарата	I	II
$d_r$ , mm, пречник ребра	43	41
$h_r$ , mm, висина ребра	12	7
$s_r$ , mm, корак ребара	3,4	3,5
$d_{kr}$ , mm, пречник у корену ребра	19,1	27
$H$ , mm, ширина струјног канала	350	280
$V$ , mm, висина струјног канала	266	148
$L$ , mm, дужина размењивача	400	
$\delta_r$ , mm, дебљина ребра	0,4	0,5
$s_t$ , mm, попречни корак цеви	63	42
$s_l$ , mm, подужни корак цеви	54,6	37
$N_{cl}$ , број редова цеви у правцу струјања ваздуха	4	
$N_c$ , укупан број цеви	24	

### 3.4 Kim, Joun, Bullard (Ким, Јун, Булард) [25]

У чланку [25] је описано истраживање утицаја нагибног угла струје ваздуха на струјно – термичке перформансе размењивача топлоте са перфорираним оребрењем на цевима у условима рада са и без кондензације паре. Ово испитивање је спроведено на Машинском факултету Универзитета Илиној у Урбани (САД) и објављено 2001. године. Резултати истраживања су презентовани табеларно и на дијаграмима уз предложене корелационе једначине, а испитивања су вршена у опсегу Рејнолдсових бројева  $Re=75 \div 300$ , где је као карактеристична узета максимална брзина ваздуха у најужем пресеку, а размак између суседних отвора на перфорираном ребру је карактеристична димензија. На слици 3.5 приказан је репринт из чланка.

Table 2  
Heat transfer data for both dry and wet conditions

Inclined angle, $\theta$ (°)	Air flow rate (m <sup>3</sup> /min)/heat transfer rate (W)									
	4 (m <sup>3</sup> /min)		6 (m <sup>3</sup> /min)		8 (m <sup>3</sup> /min)		10 (m <sup>3</sup> /min)		12 (m <sup>3</sup> /min)	
	Dry	Wet	Dry	Wet	Dry	Wet	Dry	Wet	Dry	Wet
-60	1499	1667	1990	2071	2366	2349	2681	2573	2946	2750
-45	1512	1643	2018	2086	2399	2373	2703	2577	2962	2774
-45*	1521	1654	2028	2048	2411	2336	2725	2540	2980	2710
-30	1536	1667	2037	2063	2422	2329	2710	2532	2959	2692
0	1513	1631	2029	2046	2419	2314	2733	2524	2995	2712
30	1538	1675	2039	2056	2449	2326	2778	2528	3031	2704
45	1522	1655	2026	2035	2426	2289	2746	2495	3004	2672
45*	1528	1653	2031	2032	2441	2292	2764	2510	3017	2691
60	1529	1654	2028	2015	2409	2273	2713	2467	2951	2616

\* Data with the upstream duct.

Table 4  
Pressure drop data for the wet conditions

Inclined angle, $\theta$ (°)	Air flow rate (m <sup>3</sup> /min)/pressure drop (Pa)									
	4 (m <sup>3</sup> /min)		6 (m <sup>3</sup> /min)		8 (m <sup>3</sup> /min)		10 (m <sup>3</sup> /min)		12 (m <sup>3</sup> /min)	
	$\Delta P_{total}$	$\Delta P_{net}$	$\Delta P_{total}$	$\Delta P_{net}$	$\Delta P_{total}$	$\Delta P_{net}$	$\Delta P_{total}$	$\Delta P_{net}$	$\Delta P_{total}$	$\Delta P_{net}$
-60	11.2	9.2	19.5	15.3	30.5	23.3	42.2	31.4	55.3	40.0
-45	8.8	7.8	15.5	13.5	23.6	20.4	32.5	27.3	40.7	33.6
-45*	9.3	8.3	17.0	15.0	26.0	22.8	35.4	30.2	44.4	37.3
-30	7.7	6.8	13.9	12.2	21.2	18.1	29.4	25.2	37.3	31.6
0	8.3	7.7	13.3	11.9	20.9	18.4	28.7	25.1	36.9	31.7
30	8.7	7.7	14.4	12.7	21.8	18.7	30.5	26.3	40.4	34.7
45	9.4	8.4	17.2	15.2	27.0	23.7	37.0	31.8	46.6	39.4
45*	9.5	8.5	17.7	15.7	28.3	25.0	39.3	34.1	51.1	43.9
60	11.4	9.4	21.5	17.3	33.9	26.8	48.4	37.6	65.8	50.5

\* Data with the upstream duct.

## Слика 3.5 Репринт из чланка [25]

## 3.5 Nuntaphan, Kiatsiriroat, Wang (Нунтафан, Киатсирироат, Ванг) [26]

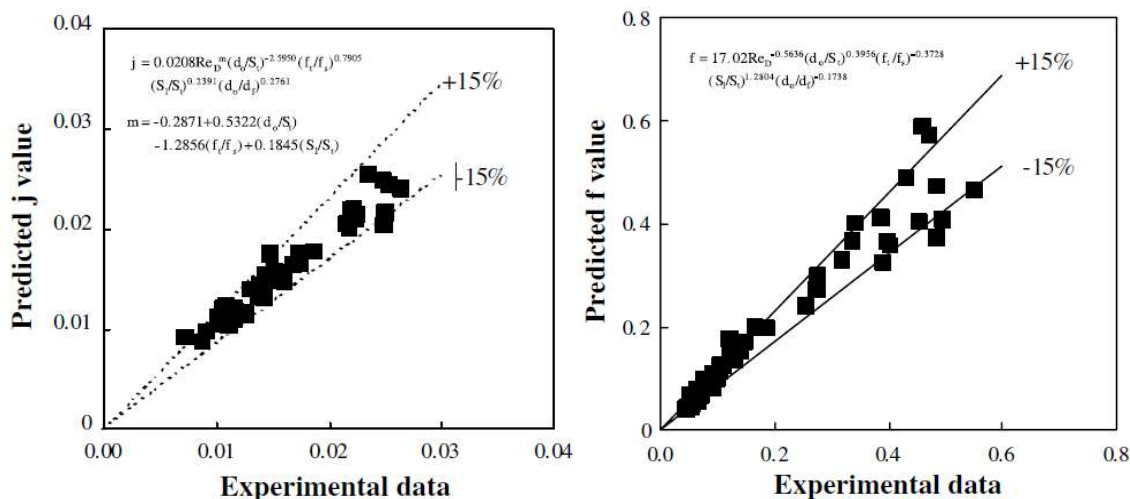
Група аутора са Тајланда и Тајвана се у чланку [26] бавила истраживањем ваздушних хладњака у условима рада са кондензацијом паре из ваздуха. Експериментално су испитивани размењивачи топлоте са цевима са спиралним оребрењем и анализиран је утицај пречника цеви, корака оребрења, висине ребра, подужног корака цеви, као и распореда цевног снопа. Резултати истраживања на десет размењивача топлоте са различитом геометријом у овом раду су приказани помоћу корелационих једначина и дијаграма. Испитивања су вршена у опсегу фасадних брзина ваздуха  $w_F=0,5 \div 1,5$  m/s. Геометријске карактеристике испитиваних размењивача су дате у табели 3.4.

Аутори су за прорачун коефицијента отпора струјању дали корелацију



$$\xi = 17,02 \cdot \text{Re}_D^{-0,5636} \left( \frac{d_s}{s_t} \right)^{0,3956} \left( \frac{\delta_R}{s_R} \right)^{-0,3728} \left( \frac{s_l}{s_t} \right)^{1,2804} \left( \frac{d_s}{d_{ekv}} \right)^{-0,1738} \quad (3.1)$$

Слика 3.6 представља репринт дијаграма из чланка.



Слика 3.6 Репринт из чланка [26]

Табела 3.4 Геометријске карактеристике размењивача [26]

Тип испитиваног апарата	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
$d_s$ , mm, спољашњи пречник севи	17,3	21,7	21,7	21,7	21,7	21,7	21,7	21,7	21,7	27,2
$\delta_r$ , mm, дебљина ребра	0,4									
$s_r$ , mm, корак ребара	3,85	6,10	3,85	2,85	6,10	3,85	2,85	3,85	3,85	3,85
$h_r$ , mm, висина ребара	10									
$s_t$ , m, попречни корак цеви	50	72	72	72	84	84	84	55,6	55,6	50
$s_l$ , m, подужни корак цеви	43,3	36	36	36	24,2	24,2	24,2	48,2	48,2	43,3
$N_{cl}$ , број редова цеви	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
$N_{ct}$ , број цеви у сваком реду	9	6	6	6	5	5	5	8	8	9

### 3.6 Mirth, Ramadhyani (Мирт, Рамадиани) [27]

Мирт и Рамадиани су спровели истраживања оребрених размењивача топлоте у лабораторији на „Purdue“ Универзитету (Вест Лафајет) у САД и објавили своје резултате 1993. године у чланку [27]. Циљ њиховог истраживања је био да се добију коефицијенти прелаза топлоте и коефицијенти трења за водом хлађене ваздушне размењиваче топлоте у широком опсегу радних параметара. Геометријске карактеристике пет тестираних РТ приказане су у табели 3.4, док је на слици 3.7 приказан репринт из чланка. Опсег струјања је био дефинисан брзином ваздуха у фасадном пресеку РТ  $w_F=1 \div 2,9$  m/s, где су карактеристични бездимензиони бројеви коришћени у анализи сведени на корак ребара као карактеристичну геометријску величину, док је као карактеристична брзина коришћена брзина у најужем попречном пресеку РТ.

**Табела 3.5** Геометријске карактеристике размењивача третираних у [27]

Тип испитиваног апарата	I	II	III	IV	V
$N_{cl}$ , број редова цеви	8	8	4	4	8
$d_s$ , mm, спољни пречник цеви	13,2	13,2	13,2	16,4	16,4
$d_u$ , mm, унутрашњи пречник цеви	12,4	12,4	12,4	15,3	15,3
$s_r$ , mm, корак ребара	3,05	1,47	1,47	2,11	2,11
$s_t$ , mm, корак цеви	31,8	31,8	31,8	38,1	38,1
$H$ , mm, ширина струјног канала	910	910	910	860	860
$V$ , mm, висина струјног канала	450	450	450	460	460
$L$ , mm, дужина размењивача	220	220	110	130	260
$\delta_r$ , mm, дебљина ребра	0,15				

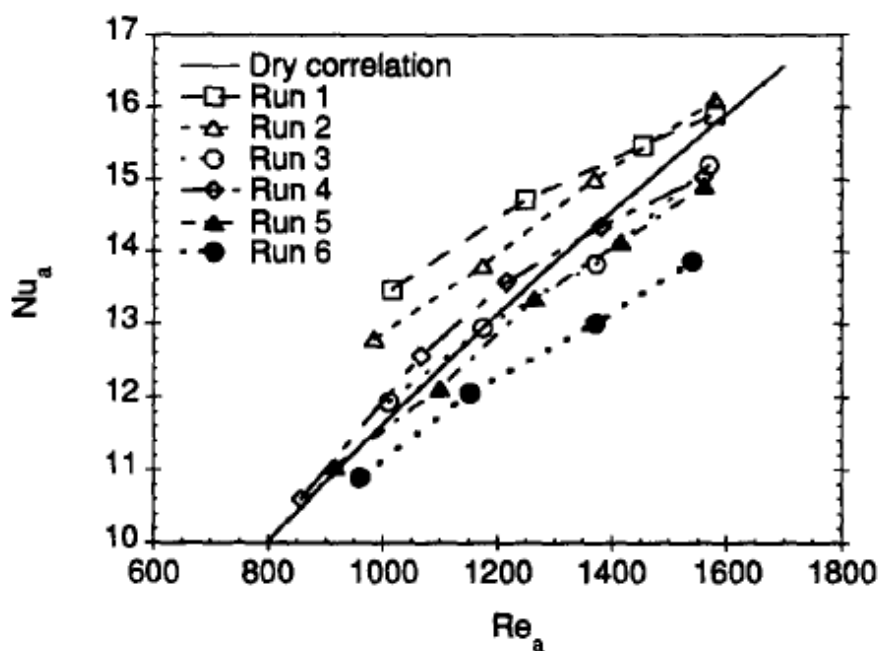


Figure 8 Wet-surface data plotted with the dry-surface correlation for coil 1

Слика 3.7 Репринт из чланка [27]

### 3.7 Ma, Ding, Zhang, Wang (Ма, Динг, Жанг, Ванг) [28]

Четрнаест оребрених РТ са хидрофилним премазом је испитивано у истраживању групе аутора са Јиаотонг Универзитета из Шангаја у Кини, који су објавили своје резултате 2007. године у [28]. Као резултат њиховог истраживања у чланку су приказане корелационе једначине за израчунавање Колбурновог  $j_H$  фактора и Фенинговог фактора  $f$ , као и дијаграми са корелационим пољима за дате једначине.

Опсег струјања ваздуха је био дефинисан Рејнолдсовим бројем  $Re_{dkr} = 350 \div 4500$ , где су карактеристични бездимензиони бројеви коришћени у анализи сведени на пречник у корену ребра као карактеристичну геометријску величину, док је као карактеристична брзина коришћена брзина сведена на минимални попречни пресек РТ. На слици 3.8 приказан је репринт из чланка на коме се види корелационо поље једначина из рада.

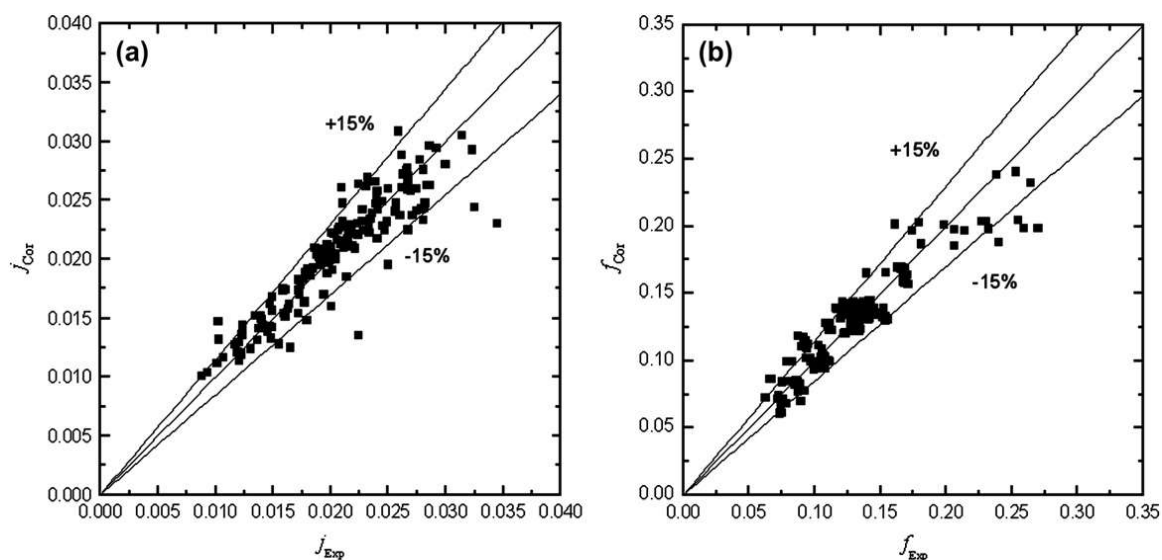


Fig. 11. Comparison of the proposed correlations with experimental data for wavy fin (a)  $j$  and (b)  $f$ .

Слика 3.8 Репринт из чланка [28]

### 3.8 Park, Jacobi (Парк, Џејкоби) [29]

Аутори Парк и Џејкоби су у свом раду дали опсежан преглед дотадашње литературе у којој су разни истраживачи саопштили своје резултате испитивања перформанси хладњака ваздуха. Разматрани су сви доступни радови са најразличитијим геометријама РТ, између осталог са цевима са кружним попречним пресеком, као и спљоштеним цевима и то са ламеластим, кружним, завојним (спиралним) ребрима, перфорираним оребрењем, итд,... у разним условима рада (у сувим режимима, у режимима са кондензацијом, као и у режимима са издвајањем иња на површини РТ).

Аутори су приказали корелационе једначине за прорачун перформанси РТ које су добијене на основу критичког прегледа литературе и допунских анализа. У [29] се наводи да Ванг са групом аутора 1997. године у [30] дефинише корелациону једначину за израчунавање Фенинговог коефицијента трења  $f$  за размењиваче топлоте са оребреним цевима са ламеластим оребрењем у режимима са кондензацијом паре из ваздуха као

$$f = 28,209 \cdot \text{Re}_{dkr}^{-0,5653} \cdot N_{cl}^{-0,1026} \cdot \left( \frac{S_r}{d_{kr}} \right)^{-1,3405} \cdot \left( \frac{S_{rt}}{S_{cevi}} \right)^{-1,3343} \quad (3.2)$$

Једначина (3.2) је добијена на основу анализе експерименталних резултата са испитивања девет РТ овог типа. Опсег струјања ваздуха дефинисан је Рејнолдсовим бројем, где је карактеристична димензија пречник у корену ребра, а брзина у најужем пресеку РТ је коришћена као карактеристична брзина. Број редова цеви је  $N_{cl} = 2 \div 6$  и то у коридорном распореду.

### 3.9 Wang, Lin, Lee (Ванг, Лин, Ли) [31]

Ванг је са групом аутора у овом истраживању објављеном 2000. године на основу анализе експерименталних података, као и анализе резултата из својих претходних радова [30], [32], [33], дефинисао корелационе једначине за израчунавање Колбурновог  $j_H$  фактора и Фенинговог фактора  $f$  за РТ са ламеластим оребрењем у режимима рада са кондензацијом паре.

Аутори су приказали корелациону једначину за прорачун Фенинговог фактора

$$f = 15,55 \cdot \text{Re}_{dkr}^{f_1} \cdot (10 \text{Re}_{film})^{f_2} \cdot \left( \frac{S_{rt}}{S_{cevi}} \right)^{f_3} \cdot \left( \frac{S_l}{S_t} \right)^{f_4} \cdot \left( \frac{S_r}{D_h} \right)^{-0,5827} \cdot \left( \exp \frac{D_h}{D_c} \right)^{-1,117} \quad (3.3)$$

где су

$$f_1 = -0,7339 + 7,187 \cdot \left( \frac{S_r}{S_l} \right)^{2,5} \cdot \ln(9 \cdot \text{Re}_{film}) \quad (3.4)$$

$$f_2 = -0,5417 \cdot \ln \left( \frac{S_{rt}}{S_{cevi}} \right) \cdot \left( \frac{S_r}{d_{kr}} \right)^{0,9} \quad (3.5)$$

$$f_3 = 0,02722 \cdot \ln(6 \cdot \text{Re}_{film}) \cdot \left( \frac{S_l}{S_t} \right)^{3,2} \cdot \ln(6 \cdot \text{Re}_{dkr}) \quad (3.6)$$

$$f_4 = 0,2973 \cdot \ln \left( \frac{S_{rt}}{S_{cevi}} \right) \cdot \ln \left( \frac{D_h}{d_{kr}} \right) \quad (3.7)$$

У [31] се даје и једначина за израчунавање Колбурновог  $j_H$  фактора и то

$$j_H = 19,36 \operatorname{Re}_{dkr}^{j_1} \cdot \left(\frac{s_r}{d_{kr}}\right)^{1,3524} \cdot \left(\frac{s_l}{s_t}\right)^{0,6795} \cdot N_{cl}^{-1,291} \quad (3.8)$$

где је

$$j_1 = 0,3745 - 1,554 \cdot \left(\frac{s_r}{d_{kr}}\right)^{0,24} \cdot \left(\frac{s_l}{s_t}\right)^{0,12} \cdot N_{cl}^{-0,19} \quad (3.9)$$

### 3.10 Halici, Taumaz (Халици, Тајмаз) [34]

У чланку [34] експериментално је истраживан утицај корака цеви на прелаз топлоте и супстанције, као и струјне перформансе два РТ са оребреним цевима. Ово испитивање је спроведено у Турској на Машинском факултету Универзитета Сакарја 2005. године. Резултати истраживања на овим размењивачима топлоте су приказани дијаграмски. Испитивања су вршена у опсегу Рејнолдсових бројева  $\operatorname{Re}=300 \div 1700$ . Геометријске карактеристике размењивача дате су у табели 3.6, а на слици 3.9 дат је репринт дијаграма из чланка. Експериментални резултати овог истраживања су дати у прилогу 7.3.

**Табела 3.6** Геометријске карактеристике размењивача третираних у [34]

Тип испитиваног апарата	I	II
$N_{cl}$ , број редова цеви	4	4
$L$ , mm, дужина размењивача	86,6	50
$H$ , mm, ширина струјног канала	380	
$V$ , mm, висина струјног канала	375	
$d_s$ , mm, спољашњи пречник цеви	10,7	
$d_u$ , mm, унутрашњи пречник цеви	9,5	
$\delta_r$ , mm, дебљина ребра	0,12	
$s_r$ , mm, корак ребара	2,07	
$s_t$ , m, попречни корак цеви	0,025	0,025
$s_l$ , m, подужни корак цеви	0,0216	0,0125

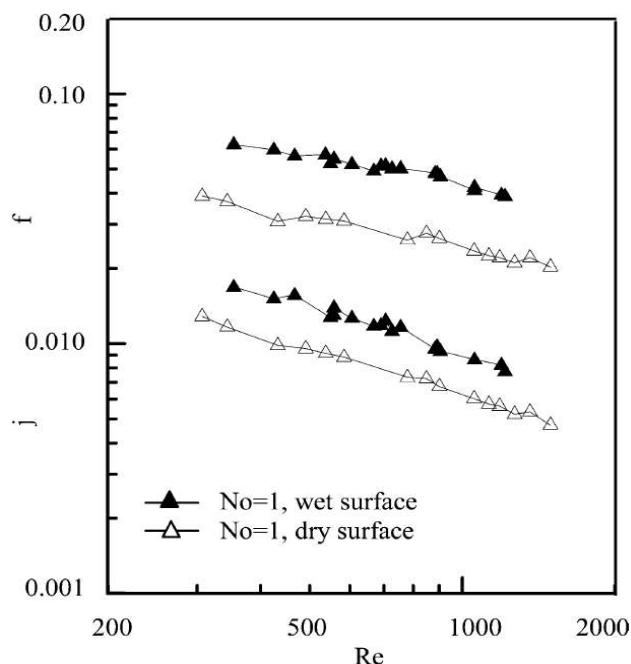


Fig. 3 Colburn and friction factors for heat exchanger 1 on dry and wet surfaces

Слика 3.9 Репринт из чланка [34]

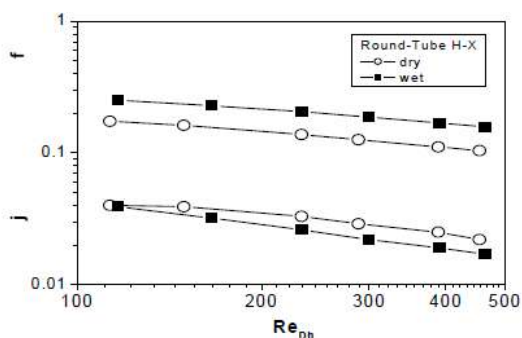
### 3.11 Kim, Kim (Ким, Ким) [35], [36]

Аутори су се у чланку [35] бавили експерименталним поређењем размењивача са оребреним цевима кружног попречног пресека и са „спљоштеним“ цевима. Обим цеви размењивача, као и корак оребрења ових РТ су били исти. Испитивања су вршена у влажним и сувим режимима рада, а резултати су приказани дијаграмски. Касније те године у јулу, Ким са групом аутора у [36] објављује на међународној конференцији исте резултате истраживања. Испитивања су вршена у опсегу фасадних брзина ваздуха  $w_F = 0,5 \div 3 \text{ m/s}$ . Геометријске карактеристике размењивача дате су у табели 3.7, а на слици 3.10 приказан је репринт из чланка.

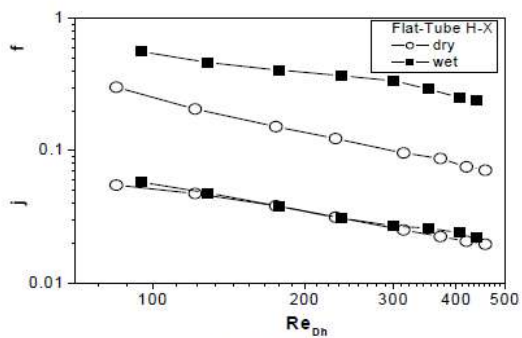
Табела 3.7 Геометријске карактеристике РТ из [35], [36]

Тип испитиваног апарата	I	II
$N_{cl}$ , број редова цеви	2	1
$L$ , mm, дужина размењивача	25,4	22

$H$ , mm, ширина струјног канала	295	308
$V$ , mm, висина струјног канала	398	
$d_s$ , mm, спољашњи пречник цеви (димензија цеви)	7	9,5x3,5
$\delta_r$ , mm, дебљина ребра	0,10	0,14
$s_r$ , mm, корак ребара	1,4	
$s_t$ , m, попречни корак цеви	0,021	0,017
$s_l$ , m, подужни корак цеви	0,0127	—

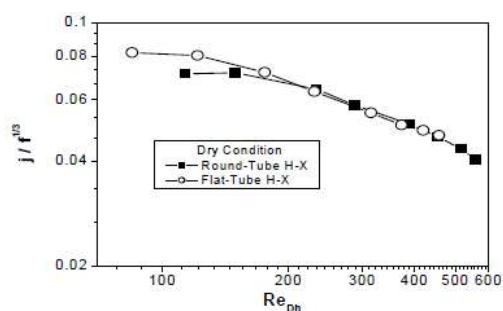


(a) Round tube

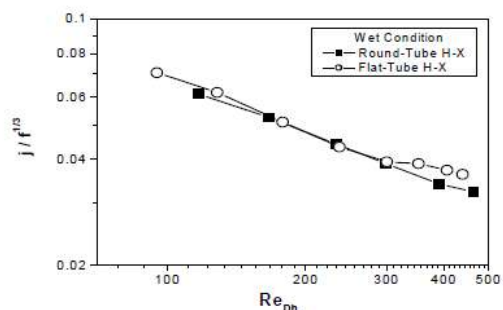


(b) Flat tube

Fig. 7. Air-side  $j$  and  $f$  factors of the two heat exchangers under dry and wet conditions as a function of Reynolds number.



(a) Dry condition



(b) Wet condition

Fig. 8 Air-side performance evaluation ( $j/f^{0.33}$ ) of the two heat exchangers under dry and wet conditions as a function of Reynolds number.

**Слика 3.10** Репринт из чланка [35], [36]

Аутори су у раду дали дијаграмски приказ функционалне зависности (десно на слици 3.10), која се може описати следећом једначином

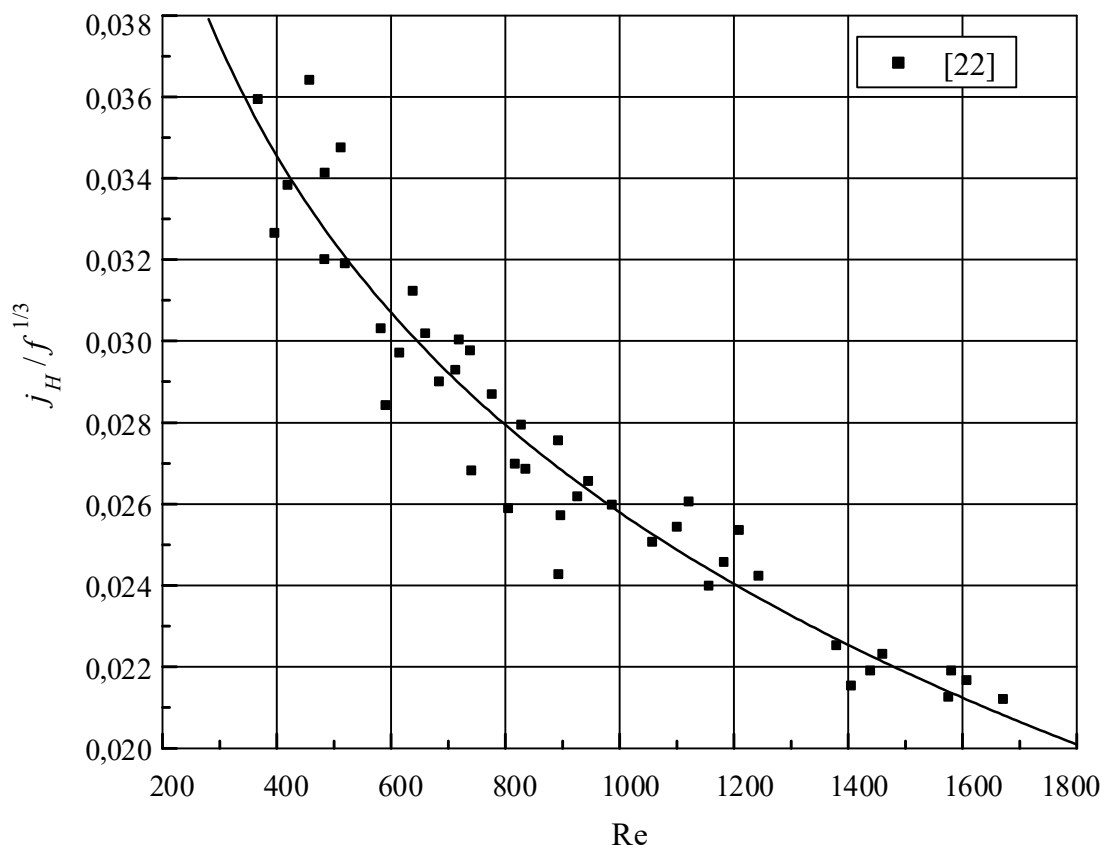
$$\frac{j_H}{f^{1/3}} = f(\text{Re}) \quad (3.10)$$



Применом дате аналогије између транспорта количине кретања и преноса топлоте (уз истовремени транспорт влаге) на експерименталне резултате из [22], добија се јако добро слагање мерених резултата са следећом корелационом једначином

$$\frac{j_H}{f^{1/3}} = 0,508 - 0,42 \cdot \text{Re}^{0,02} \quad (3.11)$$

Приказани статистички параметри за оцену квалитета једначине су средње квадратно одступање  $SD = 4\%$  и корелациони однос  $KO = 96,1\%$ . На слици 3.11 су црним елементима приказани експериментални резултати из [22] у односу на једначину (3.11) која је приказана линијом.



Слика 3.11 Експериментални подаци из [22] и једначина (3.11)

## **4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИНСТАЛАЦИЈА И РЕЗУЛТАТИ МЕРЕЊА**

За потребе експерименталних мерења ове докторске дисертације било је предвиђено пројектовање и израда физичког модела. Потом су, на овој инсталацији, и изведена мерења разноврсних радних режима хладњака ваздуха са оребреним цевима. Испитивања размењивача топлоте су спроведена према међународним EN нормама за ову област [37], [38], [39]. Потребну расхладну снагу размењивачи топлоте су добијали посредно преко воде која је коришћена као хладнији флуид. Примарно расхладно постројење је био расхладни уређај са сувим испаривачем и ваздухом хлађеним кондензатором са фреоном R407C као расхладним флуидом. Инсталација је постављена у склопу производног погона фабрике Термофриз из Умке, где је и обављан самостални експериментали рад. Извршено је типско, систематско испитивање новог размењивача топлоте [40], које представља испитивање апарата који може да се производи у више величина (а предвиђеног за серијску производњу). Крајњи циљ истраживања је дефинисање прорачунске процедуре, као и потребних једначина, за одређивање пада притиска и прелаза топлоте и супстанције у међуцевном простору ових РТ.

### **4.1 ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛНЕ ИНСТАЛАЦИЈЕ**

Након самосталног пројектовања инсталације, избора материјала и израде РТ, дефинисана су меродавна мерна места и монтирана је експериментална апаратура. Мерени су релевантни параметри при хлађењу ваздуха на оребреним цевима ваздушног хладњака. Ова полуиндустријска инсталација се састојала из отвореног ваздушног тока, хлађеног водом из секундарног расхладног круга и расхладног агрегата. Принципијелна функционална шема инсталације је дата у прилогу 7.4.

Основни елементи инсталације су:

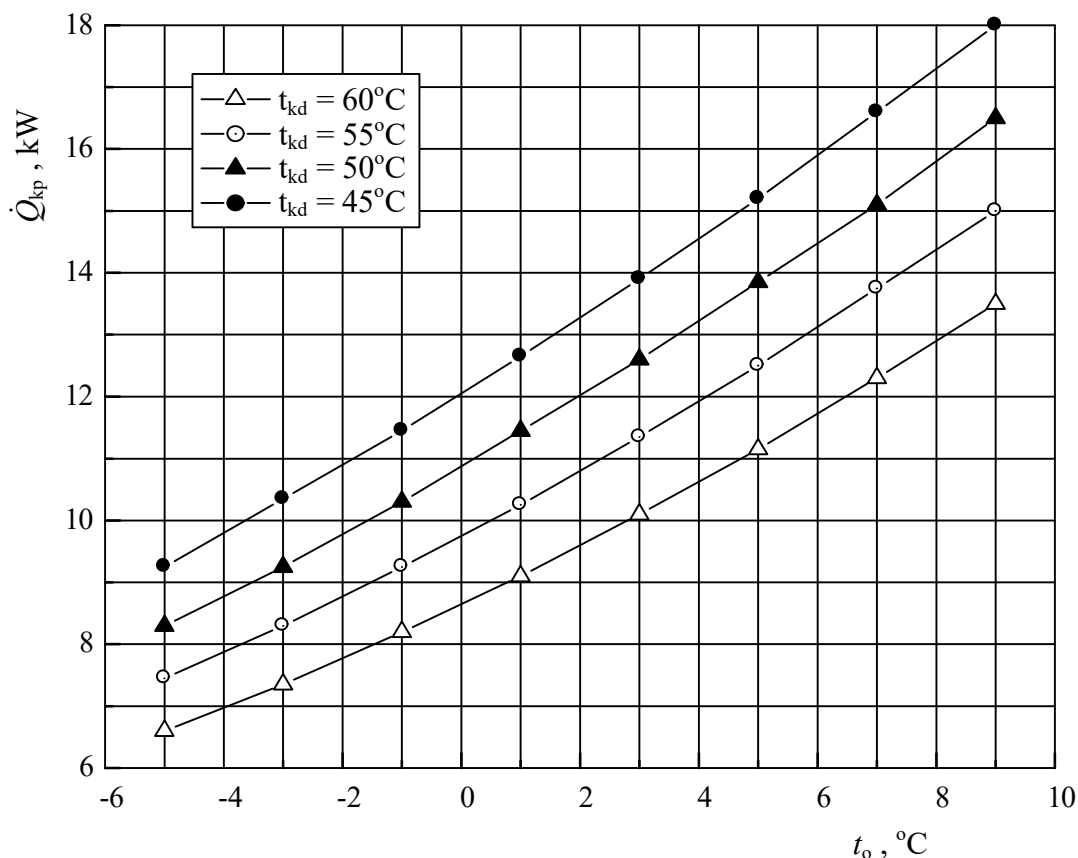
- VN1, VN2 – ваздушни хладњаци са оребреним цевима димензија фасадног пресека 360 x 360 mm,

- VE – вентилатор,
- EK – елиминатор капи; као и отворени струјни канал за ваздух, димензија датих на цртежу, при чему је попречни пресек канала одговарао фасадном пресеку PT (360 x 360 mm),
- CPS – циркулациона пумпа,
- STAD – регулациони балансни вентил у повратном цевоводу расхладне воде,
- KP – компресор, чија је расхладна карактеристика приказана на слици 4.1,
- KD – кондензатор и
- R – испаривач.

Расхладни агрегат, који је радио са фреоном R407C, је био димензионисан тако да за температурски режим  $5 \div 50^{\circ}\text{C}$  обезбеди номиналну расхладну снагу од 12 kW. Мерна опрема, као и мерна места дата су на функционалној шеми инсталације.

Мерења су спроведена на две различите конфигурације размењивача топлоте са ламеластим ребрима. Прво су вршена мерења на инсталацији са два ваздушна хладњака, редно спрегнута по току ваздуха, док је по току воде била остварена паралелна веза. Првобитно су били остварени и измерени „суви“ режими рада инсталације, након којих је уследило мерење у „мокрим“ режимима. По завршетку планираних мерења на инсталацији са два хладњака, приступило се мерењима са једним хладњаком (други од два хладњака је био демонтиран). Исти приступ у мерењу сувих и влажних режима је био коришћен и у овој прилици.

Шема струјања флуида кроз два хладњака, разматрана је као комбинована шема унакрсно–супротносмерног тока, са паралелном везом са стране хладнијег флуида, док је један хладњак сматран као унакрсно–супротносмерни. Обрадом резултата мерења и спроведеним прорачунима, показано је да се ова шема унакрсно–супротносмерног струјања може сматрати као чисто супротносмерна (уз важну напомену да је ваздух као топлији флуид струјао каналисано кроз међуцевни простор са мешањем иза сваког реда цеви, а вода као хладнији флуид је струјала каналисано кроз цеви).



**Слика 4.1** Карактеристика компресора коришћеног при експерименталном испитивању [41]

Проток потисног струјања ваздуха вариран је помоћу модулатора фреквенције погонског електромотора вентилатора. Одређивање протока ваздуха вршено је помоћу диференцијалног микроманометра (AXD 550, сер. бр. 3325), као и манометарске „U“ цеви (са водом) на усису вентилатора, мерењем диференцијалног притиска на усисној цеви спољног пречника 160 mm и дужине 1000 mm. С обзиром на јако добра поклапања мерених вредности, као меродавни су узети резултати диференцијалног притиска измерени микроманометром. Пад притиска ваздуха при струјању кроз размењивач топлоте такође је мерен диференцијалним микроманометром. Израда усисне цеви обављена је према препорукама у [42], а баждарење је извршено помоћу термоанометра (ALNOR TA 440 A – TA 4400747003) методом испитивања дефинисаном преко [43].

За одређивање протока ваздуха потребно је измерити динамички притисак  $p_{mb}$  (Pa), тј. разлику атмосферског (укупног) притиска и статичког притиска у усисном пресеку мерне цеви, на прецизно дефинисаном одстојању ( $D/2$ ) од улазног пресека [42], притисак околног ваздуха  $\Delta p_m$  (Pa), као и температуру ваздуха на усису у цев  $t_v$  ( $^{\circ}\text{C}$ ). Према [42] проток топлијег флуида се израчунава помоћу

$$\dot{m}_1 = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon_e \cdot \frac{\pi D}{4} \cdot \sqrt{2\rho_1 \Delta p_m} \quad (4.1)$$

где је  $C$  фактор истицања,  $\beta$  однос пречника,  $D$  (m) унутрашњи пречник усисне цеви, а  $\varepsilon_e$  коефицијент експанзије.

Испред размењивача топлоте, а на потису вентилатора, уграђен је канал дужине 2000 mm (слика у прилогу 7.4), квадратног попречног пресека, димензија 360 x 360 mm, који одговара попречном пресеку размењивача топлоте, с циљем умирења ваздушне струје и постизања што равномернијег брзинског поља, на месту где је прикључиван диференцијални манометар (помоћу кога је мерен пад притиска на оребреној површини  $\Delta p_{mHL}$ , Pa), као и у улазном пресеку канала испред размењивача топлоте.

У пресеку канала испред размењивача топлоте, поред манометарског прикључка, налазило се и мерно место за снимање параметара ваздуха на улазу у РТ (температуре по сувом термометру  $t_{1p}$ ,  $^{\circ}\text{C}$  и релативне влажности  $\varphi_{1p}$ , %). У излазном пресеку, на довољној удаљености иза размењивача топлоте, налазило се мерно место за снимање излазних параметара ваздуха (температуре по сувом термометру  $t_{1k}$ ,  $^{\circ}\text{C}$  и релативне влажности  $\varphi_{1k}$ , %), као и манометарски прикључак.

Проток воде мерен је на регулационом балансном вентилу TA STAD 25 помоћу диференцијалног манометра TA SCOPE – 22634 / 02618, на основу методе испитивања дефинисане у [44]. Проток воде је вариран регулацијом на самом вентилу и на тробрзинској пумпи у различитим опсезима, водећи рачуна да се

обезбеди потребна радна аутономија вентила. Такође, извршено је и упоредно мерење протока воде помоћу ултразвучног мерила KROHNE, које је било постављено на прикључни разводни цевовод за воду при самом расхладном уређају. Добијени резултати били су у добром поклапању.

Температуре воде на улазу ( $t_{2p}, ^\circ\text{C}$ ) и на излазу ( $t_{2k}, ^\circ\text{C}$ ) из размењивача мерене су на прикључцима РТ помоћу упарених, избаждарених сонди РТ500 (повезаних на калориметар), а такође је мерена и диференцијална температура на хладњацима  $\Delta t_2, ^\circ\text{C}$ .

Проток кондензата мерен је помоћу ваге и хронометра, а након успостављеног радног режима (по успостављању привидно стационарног стања). Кондензат је скупљан у тацни испод РТ, а одвод кондензата је био повезан са скупљачем течности преко сифонског (флексибилног) црева, које је било напуњено водом [45]. Температура кондензата мерена је у самом сифонском цреву помоћу РТ100 сонде. Уређај за аквизицију температуре кондензата је био Меконтик.

Испитивани размењивачи топлоте су хладњаци ваздуха са цевима са ламеластим оребрењем, са шаховским распоредом, чије су геометријске карактеристике приказане у табели 4.1.

**Табела 4.1** Геометријске карактеристике испитиваних размењивача топлоте

Тип испитиваног апарата	1	2
$H$ , mm, висина размењивача топлоте (струјног канала)	360	360
$B$ , mm, ширина размењивача топлоте (струјног канала)	360	360
$L$ , mm, дужина размењивача у смеру струјања ваздуха	120	240
$d_u$ , mm, унутрашњи пречник цеви	11,9	11,9
$d_s$ , mm, спољашњи пречник цеви	12,6	12,6
$d_{kr}$ , mm, пречник у корену ребра	12,9	12,9
$N_{ct}$ , број цеви у чеоном реду	12	12
$N_{cl}$ , број редова цеви (у правцу струјања ваздуха)	4	8

$N_c$ , укупан број цеви	48	96
$N_{reb}$ , укупни број ребара по једној цеви	63	63
$\delta_r$ , mm, дебљина ребра	0,3	0,3
$s_r$ , mm, корак ребара	5,71	5,71
$N_r$ , 1/m, број ребара по јединици дужне	175	175
$S_{un}$ , m <sup>2</sup> , површина за размену топлоте са унутрашње стране цеви	0,675	1,35
$S_{sp}$ , m <sup>2</sup> , површина за размену топлоте са спољашње стране цеви	5,19	10,5
$s_v$ , m <sup>2</sup> / m <sup>3</sup> , специфична површина оребрене површине	338	338
$\varepsilon$ , m <sup>3</sup> / m <sup>3</sup> , порозност оребрене површине (цевног снопа)	0,792	0,792
$d_h$ , mm, хидраулички пречник	9,37	9,37
$\lambda_r$ , W/(m · K), топлотна проводност материјала ребара	220	220
$\lambda_z$ , W/(m · K), топлотна проводност материјала зида цеви	380	380

#### 4.1.1 Услови за извођење експеримента

Сва мерења (у сувим и мокрим режимима) вршена су по успостављању (привидно) стационарног стања. Такође, сва испитивања пада притиска при струјању ваздуха преко површине РТ обављана су истовремено са мерењима топлотних перформанси. Неке од величина као што су диференцијални притисци, температуре, диференцијалне температуре, мерене су директно (непосредно), док неке друге као што су коефицијенти пролаза топлоте, коефицијенти трења, топлотна снага, израчунавани су на основу директно измерених величина. Наведена процедура је подразумевала свакодневни рад у трајању од око сто дана проведених на мерењима, а имајући у виду потребу да се мерења изврше у што ширем дијапазону метеоролошких околности (топли, хладни дани, са великом и малом влажношћу ваздуха, итд.).

На експерименталној инсталацији сви цевоводи за хладну воду су били изоловани, тако да је „прилив“ топлоте из околине у секундарном кругу био занемарљив.

Сматра се да је сва мерна опрема била довољно дуго под утицајем радних флуида, чији су параметри мерени. Уз све наведене услове стационарности и адијабатичности, било је неопходно да се води рачуна о могућности понављања радног режима, да би се добили резултати који задовољавају статистичке критеријуме. Напомиње се, с обзиром да је инсталација на којој су спроведена мерења нова, те да су отпори услед запрљања занемарени. Такође су занемарени и контактни отпори између ребара и цеви.

## 4.2 МАТЕМАТИЧКА ОБРАДА РЕЗУЛТАТА ЕКСПЕРИМЕНАТА

Математичка обрада резултата мерења вршена је помоћу статистичких метода које се користе за процену квалитета резултата и за дефинисање одговарајућих функционалних зависности преко бездимензионих бројева [11].

Потребне величине које су мерене за дефинисање пада притиска на размењивачу топлоте са ламеластим ребрима су:

- $\Delta p_m, Pa$ , разлика притисака (диференцијални притисак) ваздуха на усисној цеви;
- $\Delta p_{mHL}, Pa$ , разлика притисака испред и иза размењивача топлоте;
- $p_{tot}, Pa$ , атмосферски притисак амбијенталног ваздуха;
- $t_v, ^\circ C$ , температура ваздуха.

Резултати ових мерења су приказани у прилогу 7.1 у табели 7.1 за суве режиме и у прилогу 7.2. у табели 7.6 за „влажне“ режиме, при чему су коришћене следеће ознаке:

- $V_1, m^3/s$ , измерени запремински проток ваздуха;
- $\Delta p_{mHL}, Pa$ , измерени пад притиска на размењивачу топлоте.

Потребне величине које су мерене за дефинисање топлотних перформанси на размењивачу топлоте са цевима са ламеластим ребрењем су:



- $\Delta p_m$ , Pa, диференцијални притисак ваздуха на усисној цеви;
- $t_v$ , °C, температура ваздуха;
- $p_{tot}$ , Pa, атмосферски притисак амбијенталног ваздуха;
- $t_{1p}$ , °C, температура по сувом термометру ваздуха на улазном пресеку размењивача;
- $\varphi_{1p}$ , %, релативна влажност ваздуха на улазном пресеку размењивача;
- $t_{1k}$ , °C, температура ваздуха по сувом термометру на излазном пресеку размењивача;
- $\varphi_{1k}$ , %, релативна влажност ваздуха на излазном пресеку размењивача;
- $\dot{V}_2$ , l/h, запремински проток хладнијег флуида (вода);
- $t_{2p}$ , °C, температура воде на улазу у РТ;
- $t_{2k}$ , °C, температура воде на излазу из РТ;
- $\Delta t_2$ , °C, диференцијална температура воде;
- $m_{kond}$ , kg/h, масени проток кондензата;
- $t_{kond}$ , °C, температура кондензата.

Резултати мерења топлотних перформанси размењивача топлоте дати су у прилогу 7.1 у табели 7.2 за суве режиме и у прилогу 7.2 у табели 7.7 за „влажне“ режиме.

#### 4.2.1 Процена квалитета експерименталних резултата

Величине као што су:

- $\dot{m}_1$ , kg/s, масени проток топлијег флуида (ваздух);
- $\dot{m}_2$ , kg/s, масени проток хладнијег флуида (вода);
- $t_{1p}$ , °C, температура топлијег флуида на улазу;
- $t_{1k}$ , °C, температура топлијег флуида на излазу;
- $t_{2p}$ , °C, температура хладнијег флуида на улазу;
- $t_{2k}$ , °C, температура хладнијег флуида на излазу;

- $\Delta t_2, ^\circ\text{C}$ , разлика температура хладнијег флуида на излазу и улазу у РТ;
- $\varphi_{1p}, \%$ , релативна влажност ваздуха на улазном пресеку размењивача;
- $\varphi_{1k}, \%$ , релативна влажност ваздуха на излазном пресеку размењивача;
- $S_{rt}, \text{m}^2$ , површина за размену топлоте;

су величине које су потребне за процену дисперзије резултата мерења.

Третиране (максималне) грешке мерења појединачних величина су:

- грешка мерења температуре (оцена дисперзије)  $s_t = 0,1^\circ\text{C}$ ;
- грешка мерења релативне влажности  $s_\varphi = 2,5\%$  (при  $t_v = 20^\circ\text{C}$  и  $\varphi_v = 30 \div 85\%$ );
- грешка мерења протока  $s_m = 0,5 \text{ kg/s}$ .

Топлотна снага размењивача са стране ваздуха рачуната је преко података на основу билансне једначине

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{1,s} \cdot (h_{1p} - h_{1k}) \quad (4.2)$$

где је  $\dot{m}_{1,s}, \text{kg/s}$  масени проток сувог ваздуха, а  $h_1, \text{kJ/kg}$ , специфична енталпија влажног ваздуха (по 1 kg сувог ваздуха, где индекси „k“ и „p“ означавају крајње и почетно стање ваздуха)

$$h_1 = c_{psv1} \cdot t_1 + Y_1 \cdot (r_0 + c_{pp1} t_1) \quad (4.3)$$

$c_{psv1}$  и  $c_{pp1}, \text{J/(kg} \cdot \text{K)}$ , су специфични топлотни капацитети сувог ваздуха и паре на датој температури,  $r_0, \text{kJ/kg}$ , топлота испаравања воде на температури од  $0^\circ\text{C}$ , а  $Y_1, \text{kg}_Y/\text{kg}_{sv}$  апсолутна влажност (по 1 kg сувог ваздуха ваздуха)

$$Y_1 = 0,622 \cdot \frac{\varphi_1 \cdot p_{sat}(t_1)}{p_{tot} - \varphi_1 \cdot p_{sat}(t_1)} \quad (4.4)$$

За воду као хладнији флуид користи се следећа билансна једначина

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{2k} - t_{2p}) \quad (4.5)$$

$\dot{m}_2, \text{kg/s}$ , је масени проток воде, а  $c_{p2}, \text{J/(kg} \cdot \text{K)}$ , је специфични топлотни капацитет хладнијег флуида.

Овде се напомиње да су сва термофизичка својства ваздуха и воде, као и водене паре одређивана према [46].

Средња вредност топлотне снаге на основу једног мерног пролаза је

$$\dot{Q}_{sr} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2}{2} \quad (4.6)$$

где су  $\dot{Q}_1$ ,  $\dot{Q}_2$ , топлотне снаге РТ израчунате са стране ваздуха и са стране воде, а грешка мерења топлотне снаге је

$$s_Q = \sqrt{(\dot{Q}_1 - \dot{Q}_{sr})^2 + (\dot{Q}_2 - \dot{Q}_{sr})^2} \quad (4.7)$$

С обзиром на претходно, топлотна снага се изражава у облику  $\dot{Q}_{sr} \pm s_Q$ .

Стационарност радног режима се може проценити на основу односа

$$\Delta_{St} = \frac{s_Q}{\dot{Q}_{sr}} \quad (4.8)$$

Коефицијент пролаза топлоте, на основу резултата мерења одређен је као

$$k = \frac{\dot{Q}_{sr}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \quad (4.9)$$

где је средња температурска разлика према [1]

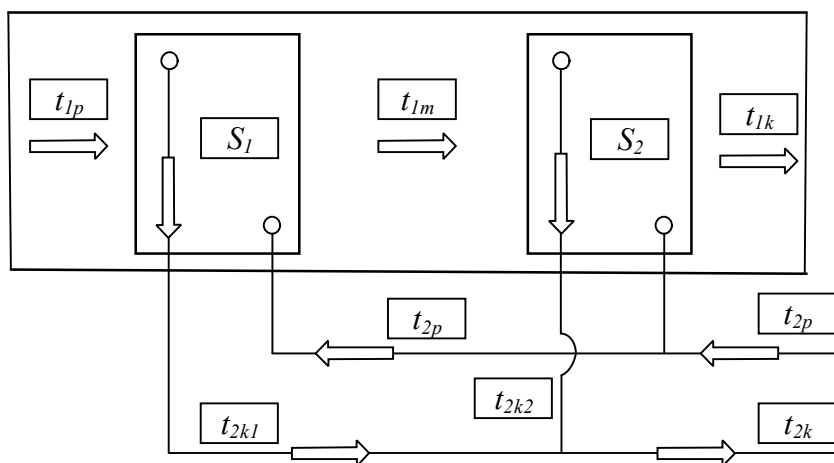
$$\Delta t_{sr} = \varepsilon_t \cdot \frac{(t_{1p} - t_{2k}) - (t_{1k} - t_{2p})}{\ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} \quad (4.10)$$

а  $\varepsilon_t$  је корекциони фактор за средњу температурску разлику.

С обзиром на чињеницу да су вршена испитивање једног, а потом и два спрегнута размењивача топлоте супротносмерно–унакрсног тока, са каналисаним струјањем оба флуида, испитан је поправни фактор  $\varepsilon_t$  за све мерене режиме струјања. За случај кад су вршена испитивања само на једном ваздушном хладњаку резултати су показали да  $\varepsilon$  има исту вредност као и у случају чисто супротносмерног струјања флуида.

За опцију са два хладњака, који су били у паралелној вези са стране хладнијег флуида (воде), а у редној вези по току ваздуха изведени су топлотни

параметри за сложену конфигурацију струјања, а шематски приказ повезивања је дат на слици 4.2.



**Слика 4.2** Шема струјања воде и ваздуха, при мерењима на два РТ

За цео РТ (спрегнуте секције) однос топлотних еквивалената и параметар топлотне ефикасности износе

$$R = \frac{\dot{m}_2 \cdot c_{p2}}{\dot{m}_1 \cdot c_{p1}} = \frac{t_{1p} - t_{1k}}{t_{2k} - t_{2p}} \quad (4.11)$$

$$P = \frac{t_{2k} - t_{2p}}{t_{1p} - t_{2p}} \quad (4.12)$$

За појединачне секције \$S\_1\$ и \$S\_2\$ важи да је однос топлотних еквивалената

$$R_{S1} = R_{S2} = \frac{R}{2} = \frac{\dot{m}_2 \cdot c_{p2} / 2}{\dot{m}_1 \cdot c_{p1}} = \frac{t_{1p} - t_{1m}}{t_{2k1} - t_{2p}} = \frac{t_{1m} - t_{1k}}{t_{2k2} - t_{2p}} \quad (4.13)$$

а параметар топлотне ефикасности је

$$P_{S1} = \frac{t_{2k1} - t_{2p}}{t_{1p} - t_{2p}} \quad (4.14)$$

$$P_{S2} = \frac{t_{2k2} - t_{2p}}{t_{1m} - t_{2p}} \quad (4.15)$$

За разлику од [47], [48] где се за параметар топлотне ефикасности за ову конфигурацију струјања наводи

$$1 - P_{tot} = \prod_{i=1}^n (1 - P_{li}) \quad (4.16)$$

из једначина (4.11) до (4.15) се добија

$$P = \frac{1}{2} \cdot [P_{S1} + PS_2 \cdot (1 - P_{S1} \cdot R_{S1})] \quad (4.17)$$

За случај када је  $P_{S1} = P_{S2}$  (што се може овде сматрати довољно тачним, јер су секције геометријски идентичне, као и протоци воде кроз њих) следи да је

$$P = P_{S1} \cdot \left(1 - \frac{P_{S1} \cdot R_{S1}}{2}\right) \quad (4.18)$$

Број јединица преноса како за појединачне секције, тако и за цео РТ је

$$NTU_{2,S1} = NTU_{2,S2} = \frac{k \cdot S_{rt}}{\frac{\dot{m}_2}{2} \cdot c_{p2}} = NTU_2 \quad (4.19)$$

За појединачне секције овог апарата усвојене конфигурације (РТ са унакрсним током флуида при чему хладнији струји кроз цеви, а топлији каналисано са мешањем после сваког реда цеви) број јединица преноса износи

$$NTU_2 = \frac{n}{R_1} \cdot \ln \frac{1}{1 - \frac{R_{S1}}{n} \cdot \ln \frac{1}{1 - \frac{n}{R_{S1}} \cdot [1 - (1 - R_{S1} \cdot P_{S1})^{1/n}]}} \quad (4.20)$$

Из овога следи да је за цео РТ

$$\varepsilon_t = \begin{cases} \frac{\ln \frac{1-P}{1-R \cdot P}}{NTU_2 \cdot (R-1)} & \text{за } R \neq 1 \\ \frac{P}{NTU_2 \cdot (1-P)} & \text{за } R = 1 \end{cases} \quad (4.21)$$

Вредности за  $\varepsilon_t$  добијене овим прорачуном блиске су јединици, тако да је закључено да је могуће да се ова конфигурација струјања сматра као чисто супротносмерна. У наставку рада усвојено је  $\varepsilon_t = 1$ , при чему је грешка мања од 2,5%.

На основу [11], дисперзија коефицијента пролаза топлоте који је функција топлотне снаге  $\dot{Q}_{sr}$ , средње температурске разлике  $\Delta t_{sr}$  и површине за размену топлоте  $S_{rt}$  је

$$s_k^2 = \left[ \frac{\partial}{\partial \dot{Q}_{sr}} \left( \frac{\dot{Q}_{sr}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \right) \right]^2 \cdot s_{\dot{Q}}^2 + \left[ \frac{\partial}{\partial S_{rt}} \left( \frac{\dot{Q}_{sr}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \right) \right]^2 \cdot s_S^2 + \left[ \frac{\partial}{\partial \Delta t_{sr}} \left( \frac{\dot{Q}_{sr}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \right) \right]^2 \cdot s_{\Delta t_{sr}}^2 \quad (4.22)$$

Дисперзија средње температурске разлике  $s_{\Delta t_{sr}}$  је функција четири мерене температуре па се рачуна на основу једначине (3.10) на следећи начин

$$s_{\Delta t_{sr}}^2 = \left[ \frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{1p}} \right]^2 \cdot s_{t_{1p}}^2 + \left[ \frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{1k}} \right]^2 \cdot s_{t_{1k}}^2 + \left[ \frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{2p}} \right]^2 \cdot s_{t_{2p}}^2 + \left[ \frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{2k}} \right]^2 \cdot s_{t_{2k}}^2 \quad (4.23)$$

Потребно је израчунати одговарајуће парцијалне изводе

$$\frac{\partial}{\partial \dot{Q}} \left( \frac{\dot{Q}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \right) = \frac{1}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \quad (4.24)$$

$$\frac{\partial}{\partial S_{rt}} \left( \frac{\dot{Q}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \right) = - \frac{\dot{Q}}{S_{rt}^2 \cdot \Delta t_{sr}} \quad (4.25)$$

$$\frac{\partial}{\partial \Delta t_{sr}} \left( \frac{\dot{Q}_{sr}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \right) = - \frac{\dot{Q}_{sr}}{S_{rt} \cdot (\Delta t_{sr})^2} \quad (4.26)$$

$$\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{1p}} = \frac{1}{\ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} - \frac{\Delta t_{sr}}{(t_{1p} - t_{2k}) \cdot \ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} \quad (4.27)$$

$$\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{1k}} = - \frac{1}{\ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} + \frac{\Delta t_{sr}}{(t_{1k} - t_{2p}) \cdot \ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} \quad (4.28)$$

$$\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{2p}} = \frac{1}{\ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} - \frac{\Delta t_{sr}}{(t_{1k} - t_{2p}) \cdot \ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} \quad (4.29)$$

$$\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{2k}} = -\frac{1}{\ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} + \frac{\Delta t_{sr}}{(t_{1p} - t_{2k}) \cdot \ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} \quad (4.30)$$

На основу резултата мерења може се рећи да коефицијент пролаза топлоте износи  $k \pm s_k$ , а да је прецизност мерења коефицијента пролаза топлоте

$$S_k = \frac{s_k}{k} \quad (4.31)$$

У прилогу 7.1 у табели 7.4 за суве и прилогу 7.2 у табели 7.9 за „мокре“ режиме приказани су масени протоци, топлотне снаге, као и дисперзије топлотне снаге.

Коефицијент пролаза топлоте сведен на унутрашњу површину размењивача износи

$$\frac{1}{k_{un}} = \left( \frac{1}{\alpha_1} + R_1 \right) \cdot \frac{S_{un}}{S_{sp} \cdot \eta_1} + \frac{d_u}{2 \cdot \lambda_z} \cdot \ln \frac{d_s}{d_u} + \frac{d_s}{2 \cdot \lambda_r} \cdot \ln \frac{d_{kr}}{d_s} + \left( \frac{1}{\alpha_2} + R_2 \right) \quad (4.32)$$

где је  $\eta_1$  ефикасност оребрене површине.

Коефицијент пролаза топлоте сведен на спољашњу површину размењивача износи

$$\frac{1}{k_{sp}} = \left( \frac{1}{\alpha_1} + R_1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_1} + \left[ \frac{d_u}{2 \cdot \lambda_z} \cdot \ln \frac{d_s}{d_u} + \frac{d_s}{2 \cdot \lambda_r} \cdot \ln \frac{d_{kr}}{d_s} + \left( \frac{1}{\alpha_2} + R_2 \right) \right] \cdot \frac{S_{sp}}{S_{un}} \quad (4.33)$$

Коефицијент прелаза топлоте са стране хладнијег флуида (воде) се израчунава помоћу једначине

$$\alpha_2 = \text{Nu}_2 \cdot \frac{\lambda_2}{d_u} \quad (4.34)$$

где су следеће величине:

- $Nu_2$ , Нуселтов број за ламинарни режим струјања кроз цеви  $Re_2 < 2000$ , при том је коришћена једначина из [49]

$$Nu_2 = \left(4,364^{3,39} + 0,553 \cdot (Re_2 \cdot Pr_2)^{1,445}\right)^{0,295} \cdot \left(\frac{d_u}{d_{u \min}}\right)^{0,04} \cdot \left(\frac{\mu_2}{\mu_{2z}}\right)^{0,14} \quad (4.35)$$

- $Nu_2$ , Нуселтов број за турбулентни режим струјања кроз цеви  $Re_2 > 2000$ , дефинисан преко једначине Хаузена [50]

$$Nu_2 = 0,0235 \cdot (Re_2^{0,8} - 230) \cdot (1,8 \cdot Pr_2^{0,3} - 0,8) \quad (4.36)$$

- $Re_2$ , Рејнолдсов број,

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_u \cdot \rho_2}{\mu_2} \quad (4.37)$$

- $w_2$ , m/s, средња брзина струјања флуида кроз цеви РТ,
- $\rho_2$ , kg/m<sup>3</sup>, густина флуида који струји кроз цеви,
- $\mu_2$ , Pa · s, динамичка вискозност флуида који струји кроз цеви,
- $Pr_2$ , Прантлов број за флуид који струји кроз цеви,

$$Pr_2 = \frac{c_{p2} \cdot \mu_2}{\lambda_2} \quad (4.38)$$

- $c_{p2}$ , J/(kg · K), специфични масени топлотни капацитет флуида,
- $\lambda_2$ , W/(m · K), топлотна проводност флуида,
- $L_c$ , m, дужина цеви,
- $Re_1$ , Рејнолдсов број за топлији флуид,

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_1 \cdot \rho_1}{\mu_1} \quad (4.39)$$

О коефицијенту прелаза топлоте са стране топлијег флуида  $\alpha_1$  је већ било речи у поглављу 2, а карактеристичан пречник  $d_1$  и брзина  $w_1$  ће бити накнадно размотрени у поглављу 5.



## 5 МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ И АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА

У циљу анализе података у овој докторској дисертацији, усвојени су бездимензиони бројеви дефинисани на основу карактеристичне величине хидрауличког пречника и брзине сведене на порозни пресек апарата.

Осредњена брзина у попречном пресеку канала за струјање вазуха у коме се налази размењивач топлоте је дефинисана као фасадна брзина и рачуна се као

$$w_F = \frac{\dot{V}_1}{B \cdot H} \quad (5.1)$$

где су

- $\dot{V}_1$ , m<sup>3</sup>/s, запремински проток ваздуха;
- $B, H$ , m, ширина, односно висина канала (размењивача топлоте).

Брзина сведена на порозни пресек размењивача топлоте је (привидна) карактеристична брзина струјања

$$w_\varepsilon = \frac{w_F}{\varepsilon} \quad (5.2)$$

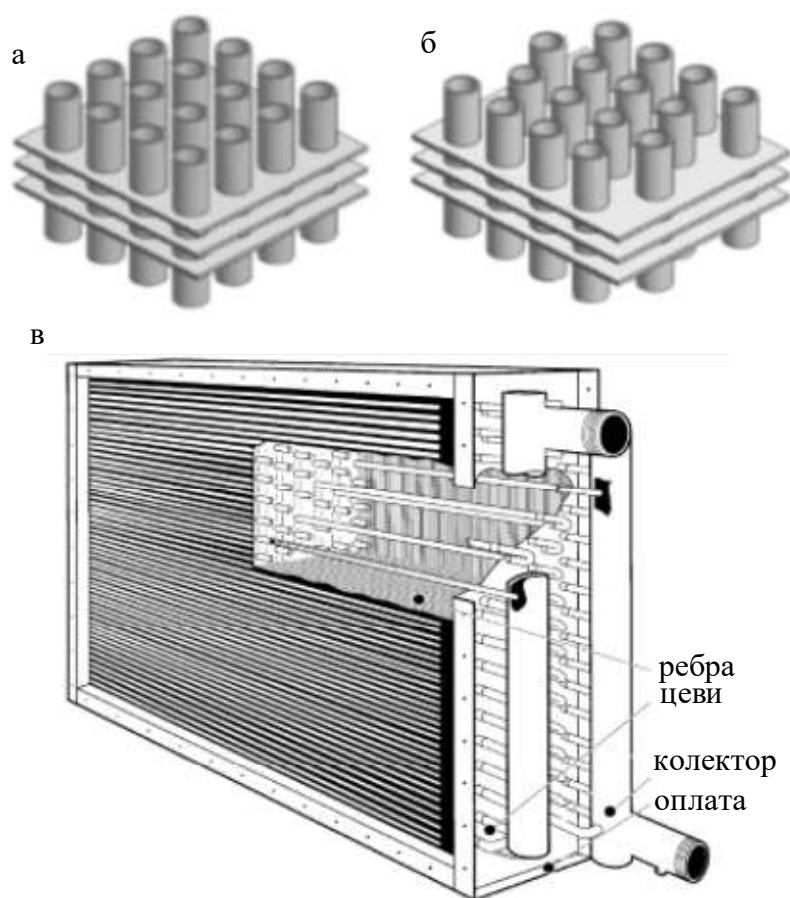
где је  $\varepsilon$  запреминска порозност дефинисана у наставку текста, а хидраулични пречник је карактеристична геометријска дужина

$$d_h = \frac{4 \cdot \varepsilon}{s_v} \quad (5.3)$$

### 5.1 ГЕОМЕТРИЈСКЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ СА ЛАМЕЛАСТИМ РЕБРИМА ПОТРЕБНЕ ЗА АНАЛИЗУ ТОПЛОТНИХ ПЕРФОРМАНСИ И ПАДА ПРИТИСКА

Да би се одредиле претходно дефинисане величине, морају да се одреде геометријске карактеристике цевних РТ са ламеластим оребрењем. На слици 5.1 приказан је размењивач топлоте са коридорним и шаховским распоредом цеви са ламеластим оребрењем.

На слици 5.2 дефинисане су неке од основних геометријских карактеристика оребрења при наструјавању цевног снопа ваздухом.



**Слика 5.1** Конфигурација РТ са цевима са ламеластим оребрењем: а) коридорни, б) шаховски распоред [51], в) изглед ваздушног хладњака [52]

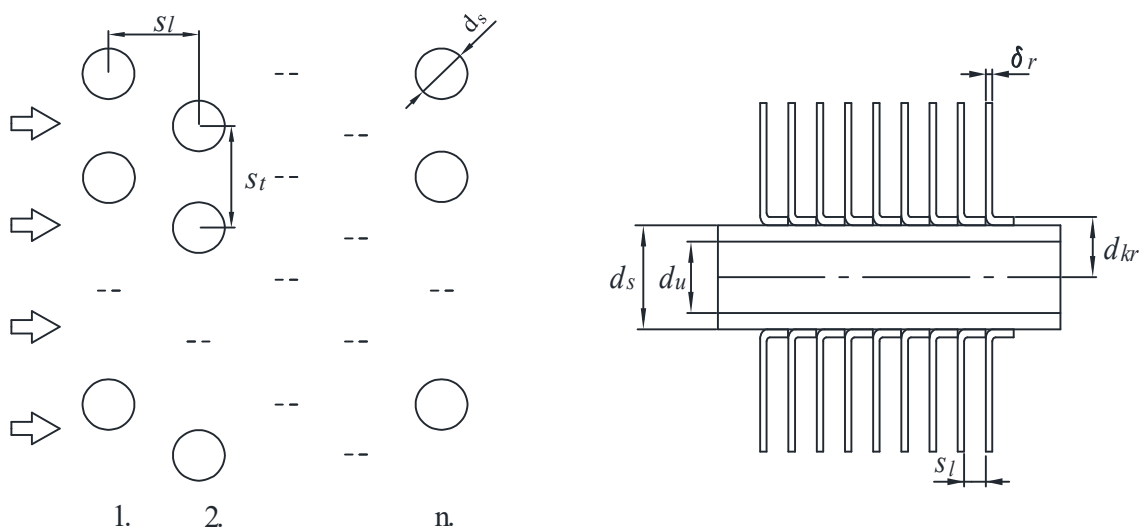
Коришћене су следеће ознаке у дисертацији:

- $d_s$ , m спољашњи пречник цеви;
- $d_{kr}$ , m пречник цеви у корену ребра;
- $s_t$ , m, попречни корак цеви;
- $s_l$ , m, подужни корак цеви;
- $s_r$ , m, корак ребара;
- $\delta_r$ , m, дебљина ребра.

Поред наведених величина неопходно је познавати и:

- $N_{ct}$ , број цеви у чеоном реду;

- $N_{cl}$ , број редова цеви;
- $N_c$ , укупан број цеви;
- $H$ ,  $m$ , висину размењивача топлоте;
- $B$ ,  $m$ , ширину размењивача топлоте;
- $L$ ,  $m$ , дужину размењивача топлоте.



**Слика 5.2** Основне геометријске величине РТ на којима је спроведено мерење: шема наструјавања снопа цеви у шаховском распореду – лево [51], бочни поглед – десно [53]

Из претходних геометријских величина утврђују се изведене величине:

- $N_r, m^{-1}$ , број ребара по јединичној дужини цеви

$$N_r = 1/s_r \quad (5.4)$$

- запреминска порозност ( $m^3/m^3$ )

$$\varepsilon = 1 - \frac{\pi \cdot d_s^2 \cdot (s_r - \delta_r) + s_t \cdot s_l \cdot \delta_r}{4 \cdot s_t \cdot s_l \cdot s_r} \quad (5.5)$$

- површинска порозност на најужем делу цевног снопа ( $m^2/m^2$ )

$$\varepsilon_{pov} = \frac{(s_t - d_s) \cdot (s_r - \delta_r)}{s_t \cdot s_r} \quad (5.6)$$

- специфична површина – површина за размену топлоте сведена на јединицу запремине размењивача

$$s_v = \frac{2 \cdot \left( s_t \cdot s_l - \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \right) + \pi \cdot d_s \cdot (s_r - \delta_r)}{s_t \cdot s_l \cdot s_r} \quad (5.7)$$

- међуребарна површина цеви сведена на јединичну запремину размењивача ( $\text{m}^2/\text{m}^3$ )

$$s_{mr} = \frac{\pi \cdot d_s \cdot \left( 1 - \frac{\delta_r}{s_r} \right)}{s_t \cdot s_l} \quad (5.8)$$

- коефицијент оребрења

$$K_{or} = \frac{s_v}{s_{mr}} \quad (5.9)$$

## 5.2 ПРОРАЧУН И АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА ПАДА ПРИТИСКА И ПРЕЛАЗА ТОПЛОТЕ И ВЛАГЕ НА ОРЕБРЕНОЈ ПОВРШИНИ

Извршена је независно анализа података добијених мерењима пада притиска и анализа података добијених мерењима топлотне снаге. Уз податке који представљају резултат сопственог експерименталног рада, анализирани су и подаци из отворене литературе и то мерења која је обавио тим истраживача са Универзитета из Оклахоме (САД), која су објављена у чланцима [19] и [21], као и из чланка [22]. Подаци прикупљени у [19], [21], [22], [34] дати су прегледно у прилогу 7.3. Истраживачки рад у [54] није било могуће наћи у отвореној литератури, тако да је и он изостављен из анализа.

На основу величина дефинисаних у поглављу 5.1, пад притиска са ваздушне стране РТ је рачунат према једначини

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{L}{d_h} \cdot \frac{\rho \cdot w_\varepsilon^2}{2} \quad (5.10)$$

а Рејнолдсов и Нуселтов број као

$$\text{Re} = \frac{w_\varepsilon \cdot d_h}{\nu}, \quad \text{Nu} = \frac{\alpha}{\lambda} \cdot d_h \quad (5.11)$$

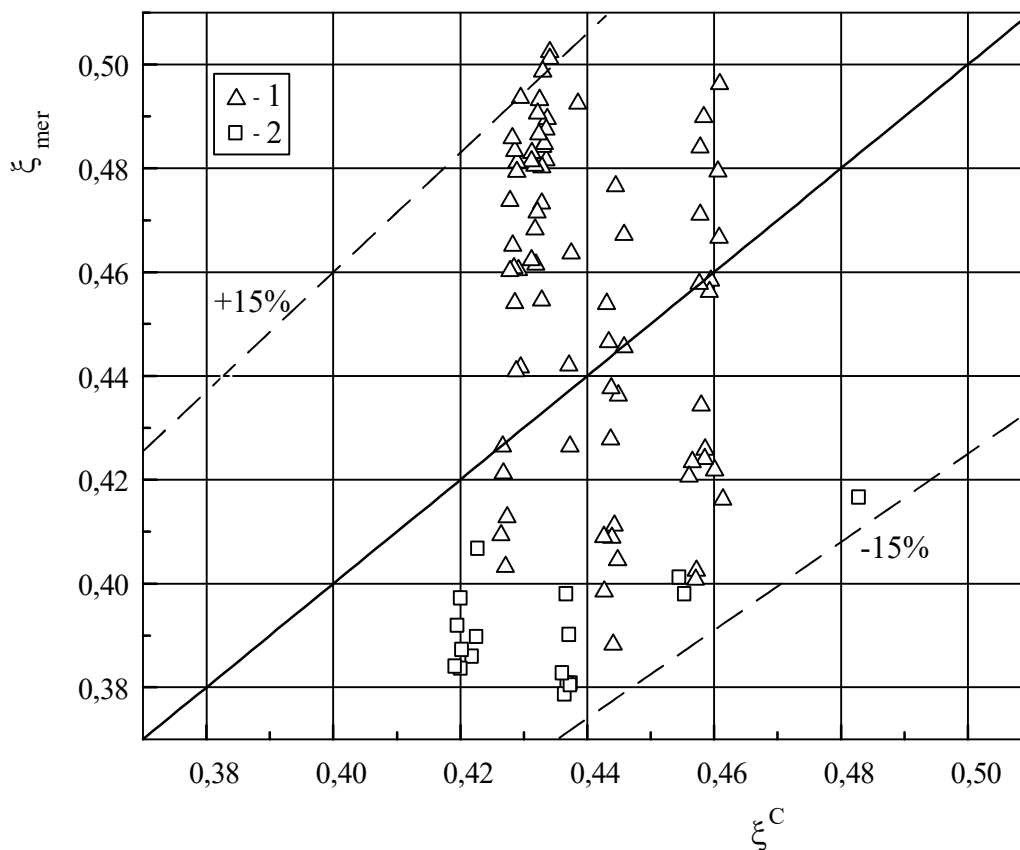
### 5.2.1 Анализа података добијених мерењима у сувим режимима

У почетној фази, независно су анализирани сви резултати потребни за прорачун пада притиска и коефицијента прелаза топлоте добијени мерењима у сувим режимима рада са једним и два хладњака. При прорачунима су коришћене корелационе једначине из [55]. За прорачун коефицијента трења коришћена је једначина

$$\xi = \left( 1.5 + \frac{2770}{\text{Re}^{1.23}} \right) \cdot \left( \frac{s_v}{s_{mr}} \right)^{-0.69} \quad (5.12)$$

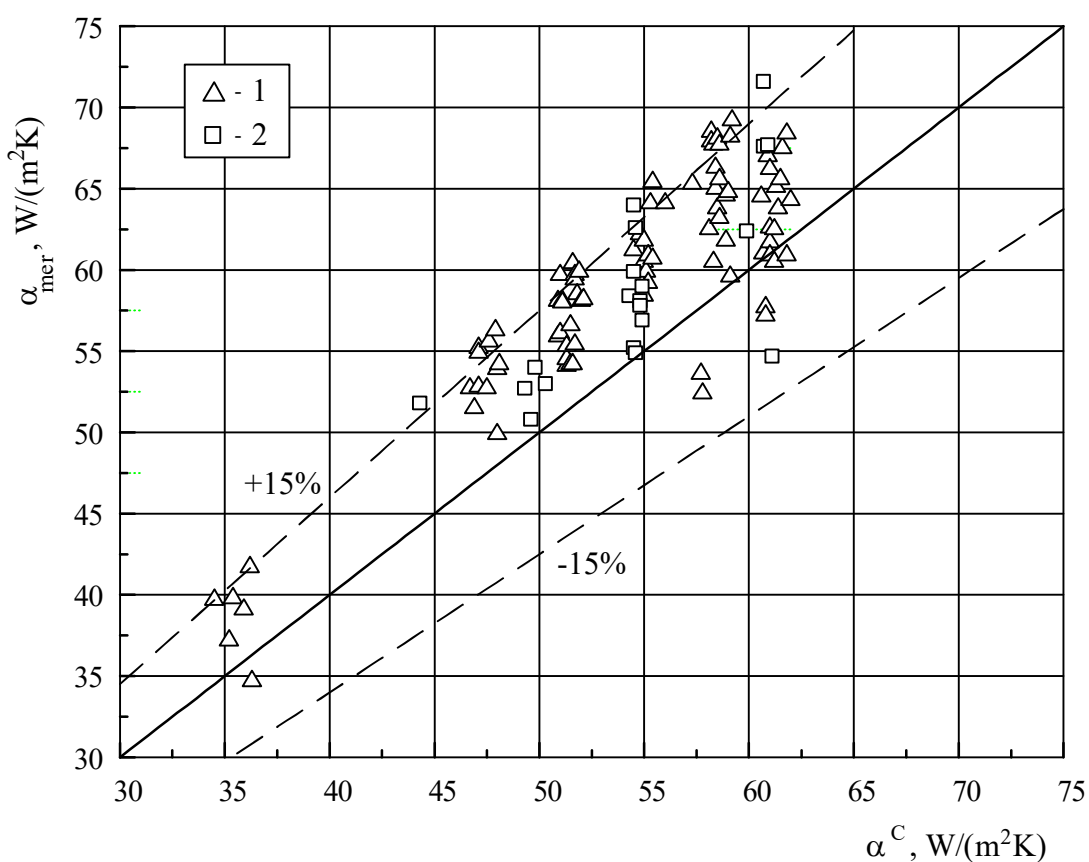
док је за прорачун топлотних перформанси хладњака као меродаван усвојен израз за Нуселтов број

$$\text{Nu} = 0.76 \cdot \text{Re}^{0.57} \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot \left( \frac{s_v}{s_{v,mr}} \right)^{-0.44} \quad (5.13)$$



Слика 5.3 Корелационо поље једначине (5.12) у односу на измерене вредности

На сликама 5.3 и 5.4 приказани су дијаграми са корелационим пољима коефицијената отпора ступању и прелаза топлоте добијени при хлађењу ваздуха на оребреним цевима у сувим режимима. Испрекиданим линијама су означена корелациона поља са грешком  $\pm 15\%$  у односу на једначине (5.12) и (5.13). Квадратић на дијаграму представља мерење спроведено на два хладњака, а троугао мерење обављено на једном. У прилогу 7.1 дати су табеларно резултати мерења и то у табели 7.3 за пад притиска и у табели 7.5 за топлотне перформансе.



Слика 5.4 Корелационо поље једначине (5.13) у односу на измерене вредности

### 5.2.2 Анализа података добијених мерењима у режимима са кондензацијом влаге

Након анализе резултата сувих режима, приступљено је анализи резултата рада РТ при истовременој размени осетне и латентне топлоте (при кондензацији водене паре). У литератури [56] и [57] дефинише се у општем случају да пад

притиска, у зонама у којима струји двофазна мешавина гаса и течности, може да се израчуна као

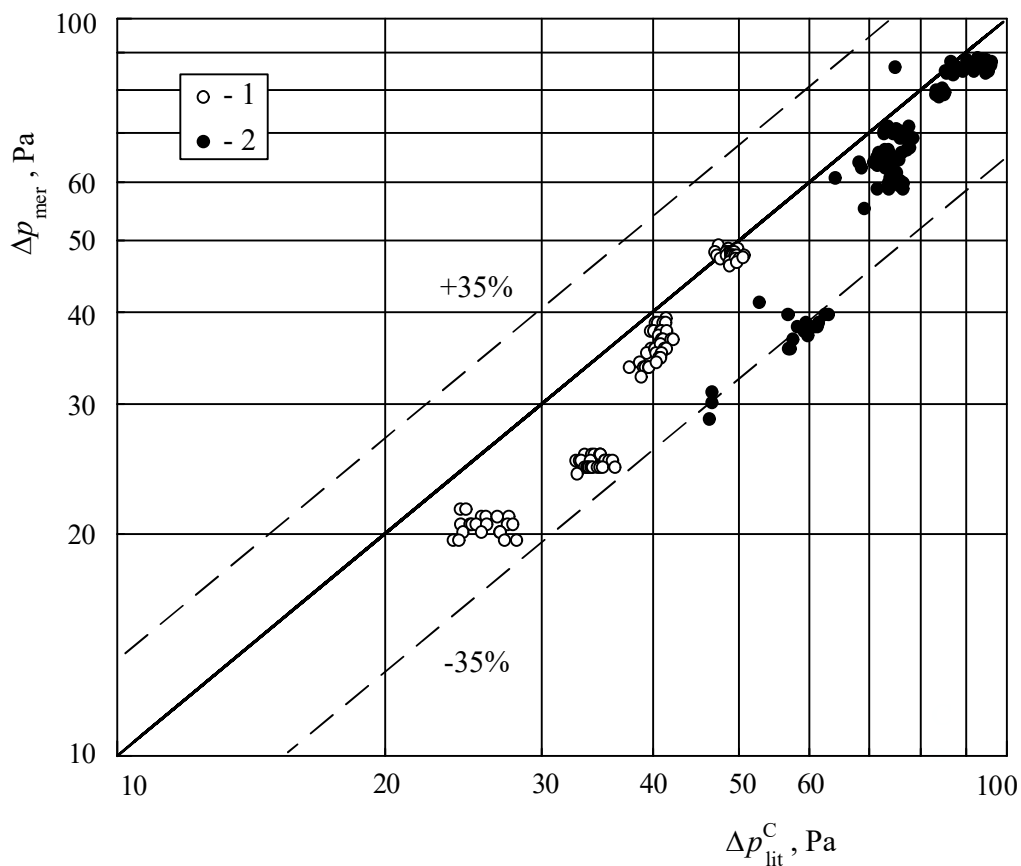
$$\Delta p_{LG} = \Delta p_G \cdot (1 + f_{LM}) \quad (5.14)$$

где је  $\Delta p_G$ , Pa пад притиска при струјању само гаса (суви режим),  $\Delta p_{LG}$ , Pa пад притиска при истовременом струјању гаса и течности. Параметар  $f_{LM}$  је фактор флуидодинамичког стања двофазног система [9] и представља функцију

$$f_{LM} = f \left[ \left( \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_G} \right)^n \cdot \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^n \cdot \left( \frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^p \right] \quad (5.15)$$

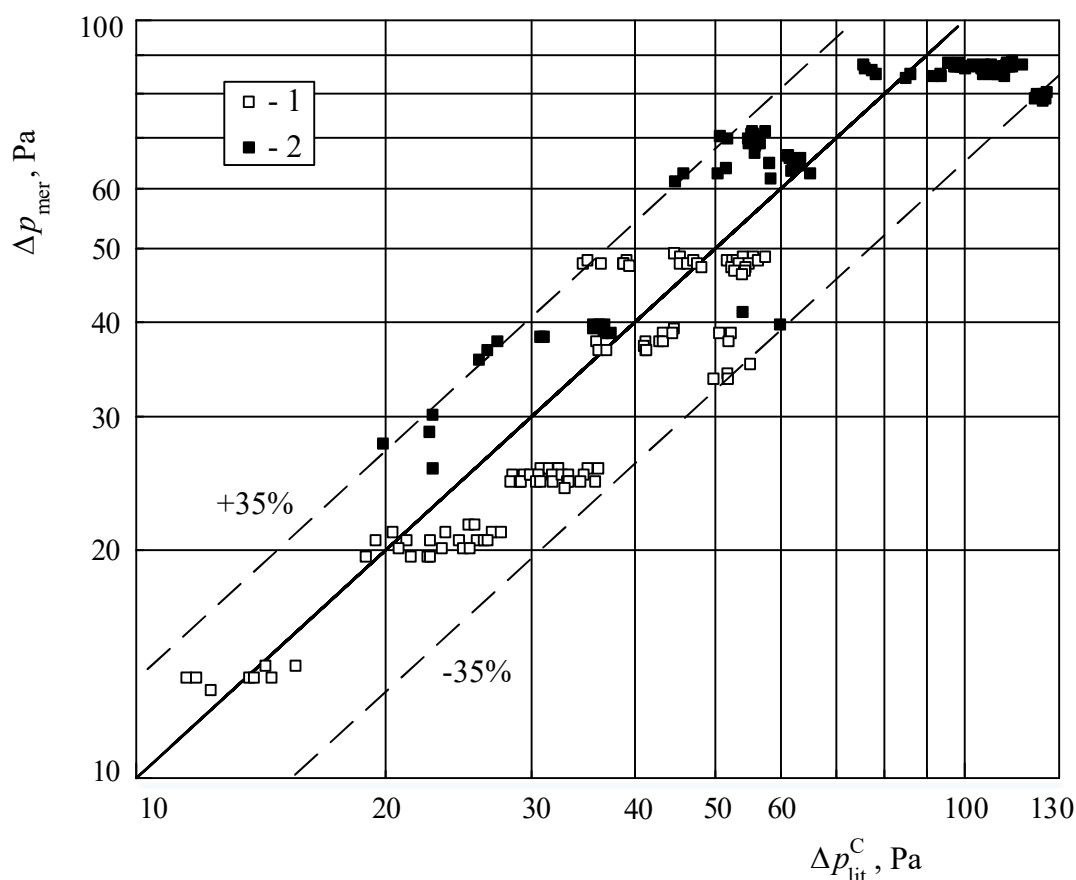
где су  $m$ ,  $n$  и  $p$  експоненти, а индекси  $L$  и  $G$  означавају течну и гасовиту фазу.

Резултати добијени обрадом података сопствених мерења, помоћу једначина (3.1), (3.2), као и једначина (3.3) – (3.7), приказани су у виду корелационих поља на сликама 5.5 и 5.6.



Слика 5.5 Корелационо поље једначине (3.1) у односу на измерене вредности

Црним елементима су приказана мерења на оба хладњака, а белим елементима на једном хладњаку. На дијаграму на слици 5.5 приказано је корелационо поље једначине (3.1) са опсегом  $\pm 35\%$  у односу на једначину при чему је обухваћено 67,5% свих мерених вредности. Коришћењем једначине (3.2), свега 6,3% од укупног броја мерења је добијено у опсегу корелисаних вредности  $\pm 35\%$ , тако да резултати нису приказани графички. На дијаграму на слици 5.6, приказано је корелационо поље једначине (3.3) са опсегом  $\pm 35\%$  у односу на једначину, при чему је обрађено 55,7% свих мерених вредности.



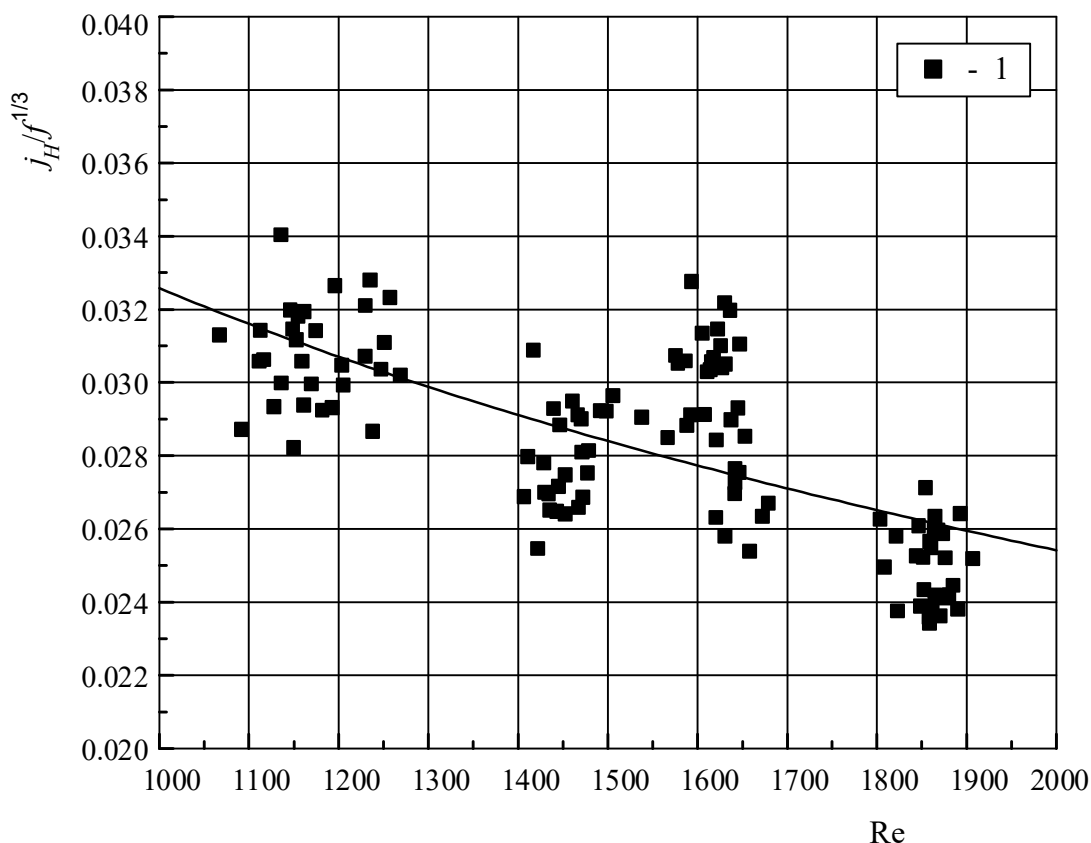
**Слика 5.6** Корелационо поље једначине (3.3) у односу на измерене вредности

Према једначини (3.10), обрадом података добијених сопственим експерименталним мерењима спроведеним на једном хладњаку добијена је једначина (5.16), која је на слици 5.7 приказана линијом, док су црни елементи резултати добијени мерењима. Статистички показатељи квалитета ове једначине



су корелациони однос  $KO = 69,2\%$  и средње квадратно одступање је  $SD = 6,5\%$ , док су минимална и максимална грешка респективно  $-13,7\%$  и  $15,2\%$ .

$$\frac{j_H}{(4f)^{1/3}} = 0,546 - 0,447 \cdot Re^{0,02} \quad (5.16)$$



Слика 5.7 Експериментални подаци и једначина (5.16)

### Прорачунска процедура за одређивање топлотних перформанси РТ при струјању ваздуха преко цевног снопа са ламеластим оребрењем уз појаву кондензације паре из ваздуха

Прорачун РТ се спроводи нумерички, итеративним путем, ослањајући се на претходно дефинисане корелационе једначине за суве режиме рада апарата. С обзиром на то да је оребрена само спољашња површина РТ, у наставку поглавља се неће користити индексне ознаке 1 и 2 (које означавају топлији и хладнији флуид) уз величине ефикасности ребра и ефикасности површине. Површина

разматраног РТ се своди на диференцијални пресек размењивача  $dS_1$ , спроводећи на тај начин прорачун од пресека до пресека апарата, при чему је излазни податак из претходног круга улаз за наредну итерацију. Излазни нумерички критеријум је дефинисан преко топлотне снаге са једне и са друге стране РТ, тако да се прорачун спроводи док се не испуни услов да је

$$\left| \frac{\left( \dot{Q}_{1i} - \dot{Q}_{2i} \right)}{\dot{Q}_{1i}} \right| \leq \varepsilon_{greska} \quad (5.17)$$

где је  $\dot{Q}_{1i}$ ,  $\dot{Q}_{2i}$  топлотне снаге дефинисане билансом са једне и друге стране РТ, а  $\varepsilon_{greska}$  је дозвољена грешка.

Прорачун за елементарну површину  $dS_1$  почиње одређивањем својстава флуида (воде и ваздуха) на средњој температури  $t_{sr} = \frac{t_1 + t_2}{2}$  и коефицијената трења и прелаза топлоте за суви режим. Уколико је испуњен услов да је средња температура површине у том пресеку нижа од температуре тачке росе ваздуха, долази до кондензације водене паре. Прорачун ваздушних хладњака почиње израчунавањем коефицијента пролаза топлоте

$$\frac{1}{k_{sp}} = \left( \frac{1}{\alpha_1^*} + R_1 \right) \cdot \frac{1}{\eta} + \left[ \frac{d_u}{2 \cdot \lambda_z} \cdot \ln \frac{d_s}{d_u} + \frac{d_s}{2 \cdot \lambda_r} \cdot \ln \frac{d_{kr}}{d_s} + \left( \frac{1}{\alpha_2} + R_2 \right) \right] \cdot \frac{S_{sp}}{S_{un}} \quad (5.18)$$

где је  $\alpha_1^*$ , W/(m<sup>2</sup>K), привидни коефицијент прелаза топлоте са стране оребрене површине (према [4] се зове еквивалентни коефицијент прелаза топлоте),  $\eta^*$  топлотна ефикасност оребрене површине,  $R_1$ ,  $R_2$ , m<sup>2</sup>K/W, отпори услед запрљања, а  $\alpha_2$ , W/(m<sup>2</sup>K), коефицијент прелаза топлоте у цеви (при струјању хладнијег флуида). Укупни коефицијент прелаза топлоте  $\alpha_1^*$  на спољашњој површини РТ при издвајању влаге је

$$\alpha_1^* = \xi_M \cdot \alpha_1 \quad (5.19)$$

при чему је  $\alpha_1$ ,  $W/(m^2K)$ , коефицијент прелаза топлоте на оребреној површини при без појаве кондензације паре (у сувим режимима).

Коефицијент  $\xi_M$  је параметар који дефинише издвајање (и утицај) влаге из ваздуха на површини РТ и представља однос укупно размењене количине топлоте и сензибилне топлоте и рачуна се као

$$\xi_M = \frac{\Delta h_1}{c_p \Delta t_1} \quad (5.20)$$

Термичка ефикасност оребрене површине је

$$\eta = 1 - (1 - \theta_r) \cdot \frac{S_r}{S_{sp}} \quad (5.21)$$

$S_r$ ,  $S_{sp}$ ,  $m^2$ , су респективно површина оребрења и укупна спољашња површина РТ, док  $\theta_r$  је термичка (температурска) ефикасност оребрења. И  $\theta_r$  и  $\eta$  су последица провођења топлоте кроз ребро и конвекције на његовој површини услед чега долази до појаве неуједначене температуре у оребрењу. Управо температурски градијент је разлог смањене ефикасности како ребара, тако и целокупне оребрене површине. Поред термичке ефикасности ребра, као што је претходно речено, у случајевима кондензације паре мора се разликовати и  $\theta_{r,h}$ , као и  $\theta_{r,Y}$  које су последично повезане са термичком ефикасношћу. По дефиницији,  $\theta_r$  је

$$\theta_r = \frac{t_1 - t_{1,r}}{t_1 - t_{1,mr}} = \frac{t_1 - t_{1,r,gr}}{t_1 - t_{1,mr,gr}} \quad (5.22)$$

где су  $t_1$ ,  $t_{1,r}$ ,  $t_{1,mr}$  средња температура ваздуха, средња температура ребра и средња температура у корену ребра (међуребарне површине), претходно дефинисане у одељку 2.3 (слика 2.14), док су

$$\theta_{r,h} = \frac{h_1 - h_{1,r}}{h_1 - h_{1,mr}}, \quad \theta_{r,Y} = \frac{Y_1 - Y_{1,r}}{Y_1 - Y_{1,mr}} \quad (5.23)$$

при чему у општем случају не мора да важи  $\theta_{r,h} \cong \theta_{r,Y} \cong \theta_r$ .

У техничкој пракси термичка ефикасност ребра може довољно тачно да се одреди према [1] као

$$\eta_r = \frac{\tanh \sqrt{\text{Bi}}}{\sqrt{\text{Bi}}} \quad (5.24)$$

где је  $\text{Bi}$  Биов број који представља однос отпора провођењу топлоте у ребрима и отпора прелазу топлоте између ребра и флуида. У случају када су отпори задрљања значајни израчунава се помоћу израза

$$\text{Bi} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1^*} + R_K\right)} \cdot \frac{l^*}{\lambda_r} \quad (5.25)$$

где је  $l^*$  карактеристична геометријска величина за ребро

$$l^* = \frac{2l_{eff}^2}{\delta_r} \quad (5.26)$$

У (5.26)  $l_{eff}$  је ефективна дужина ребра и рачуна се као

$$l_{eff} = h_r \cdot \left(1 + \frac{\delta_r}{2h_r}\right) \cdot \left[1 + 0,35 \cdot \ln\left(\frac{d_r}{d_{kr}}\right)\right] \quad (5.27)$$

где су  $h_r$  и  $d_r$ , mm, висина и пречник ребра.

Контактни термички отпор између цеви и ребра зависи од квалитета материјала и технологије израде. Немогуће га је одредити рачунским путем. Оријентационе вредности за алуминијумска ребра на бакарним цевима [4] за суву површину хладњака износе  $R_K = 0,01 \text{ m}^2\text{K/W}$ , а за површину покривену росом  $R_K = 0,005 \text{ m}^2\text{K/W}$ .

Температура ребра на граници са топлијим флуидом износи

$$\begin{aligned} t_{1,r,gr} &= t_1 - \frac{S_1 \cdot k_s \cdot (t_1 - t_2)}{\alpha_1 \cdot \xi_M \cdot \left(S_{1,r} + \frac{S_{1,mr}}{\theta_r}\right)} = \\ &= t_1 - \frac{k_s \cdot \theta_r \cdot (t_1 - t_2)}{\alpha_1 \cdot \xi_M \cdot \eta} = t_1 - \frac{\alpha_1^* \cdot (t_1 - t_{1,r})}{\alpha_1 \cdot \xi_M} \end{aligned} \quad (5.28)$$

Не чини се велика грешка у прорачуну ако се уместо стварне средње температуре на граници слоја запрљања  $t_{1,gr}$  и флуида користи температура ребра на граници са топлијим флуидом  $t_{1,r,gr}$ , тј. грешка која се чини је на страни сигурности, јер је у овом случају температура ребра на граници слоја запрљања нешто виша од стварне средње температуре на граници слоја запрљања и топлијег флуида. Ако је  $t_{1,r,gr} > t_R$  онда је прорачун завршен. У супротном, ако је температура на граници са топлијим флуидом нижа од температуре росе ( $t_{1,r,gr} < t_R$ ) прелази се на прорачун граничне температуре као да је у питању предаја топлоте са кондензацијом водене паре уз претпоставку да је  $t_{1,r,gr} < t_R$  односно  $\xi > 1$  и  $t_{1,r,gr} > 0^\circ\text{C}$  (кондензат је у течном стању).

У поглављу 2.3 показано је да

$$\omega = \frac{1}{\dot{m}_{1,s}} \cdot \beta_Y \cdot \frac{\eta}{\theta_r} \quad (5.29)$$

где је  $m_{1S}$ , kg/s, проток сувог ваздуха

$$m_{1S} = \frac{m_1}{1 + Y_1} \quad (5.30)$$

а  $\beta_Y$ ,  $\frac{\text{kg}_Y}{\text{m}^2\text{s} \cdot (\text{kg}_Y/\text{kg}_{sv})}$ , је коефицијент прелаза супстанције [20] (у овом случају влаге) по килограму сувог ваздуха (коефицијент испаравања према [8], [58] и изражава се масом сувог ваздуха).

На основу претходно реченог, израчунавају се диференцијалне промене температуре, влажности и енталпије влажног ваздуха у посматраном пресеку површине  $dS_1$

Дакле важи

$$dt_1 = \omega \cdot (t_1 - t_{1,gr}) \cdot dS_1, \quad (5.31)$$

$$dh_1 = \omega \cdot (h_1 - h_{1,gr}) \cdot dS_1, \quad (5.32)$$

$$dY_1 = \omega \cdot (Y_1 - Y_{1,gr}) \cdot dS_1, \quad (5.33)$$

што је изведено на основу биланса сензибилне топлоте, укупно размењене топлоте и влаге (поглавље 2.3.2). Напомиње се да заједнички множител у све три једначине фактор  $\omega$ ,  $\frac{\text{kg}_{sv}}{\text{kg}_Y}$ , дефинисан на основу термичке ефикасности ребра и који има физички смисао потребног протока сувог ваздуха за кондензовање јединице масе влаге. Независно од дефинисане погонске силе у процесима размене топлоте и масе, фактор  $\omega$  се рачуна према (5.29).

Други приступ решавању проблема био би преко горе дефинисаних ефикасности ребра и то  $\theta_{r,h}$ ,  $\theta_{r,Y}$  и  $\theta_r$ . У том случају важи

$$dt_1 = \omega \cdot (t_1 - t_{1,gr}) \cdot dS_1, \quad (5.34)$$

$$dh_1 = \omega_h \cdot (h_1 - h_{1,gr}) \cdot dS_1, \quad (5.35)$$

$$dY_1 = \omega_Y \cdot (Y_1 - Y_{1,gr}) \cdot dS_1, \quad (5.36)$$

где је множител у претходним једначинама фактор који се дефинише сходно погонској сили процеса (поглавље 2.3). Из једначине (5.36) следи да је  $\omega_Y$  масени проток сувог ваздуха који се од почетне влажности  $Y_1$  засити до стања засићења  $Y_{1,gr}$  (што представља и физичку природу коефицијента исхлапљивања, тј. ветрења). Следи да је

$$\omega_h = \frac{1}{\dot{m}_{1,s}} \beta_Y \cdot \frac{\eta_h}{\theta_{r,h}}, \quad (5.37)$$

$$\omega_Y = \frac{1}{\dot{m}_{1,s}} \beta_Y \cdot \frac{\eta_Y}{\theta_{r,Y}}, \quad (5.38)$$

Ефикасност оребрене површине према  $\theta_{R,Y}^*$

$$\eta_Y = 1 - (1 - \theta_{r,Y}) \cdot \frac{S_r}{S_{sp}} \quad (5.39)$$

Укупна ефикасност оребрене површине према  $\theta_{R,h}^*$

$$\eta_h = 1 - (1 - \theta_{r,h}) \cdot \frac{S_r}{S_{sp}} \quad (5.40)$$

Коефицијент прелаза супстанције, добијен на основу Луисовог броја  $Le$  под претпоставком да је  $Le = 1$  (у случају када се сматра да је струјање ваздуха турбулентно), може да се израчуна као

$$\beta_Y = \frac{\alpha_1}{c_p} \quad (5.41)$$

Кораци прорачуна су следећи

1. Коефицијент испаравања

$$\beta_Y = \frac{\alpha_1}{c_{p1}}$$

2. Промена температуре топлијег флуида (влажног ваздуха)

$$dt_1 = -\frac{\beta_Y \cdot \eta}{\dot{m}_{1,s} \cdot \theta_r} \cdot dS_1 \cdot (t_1 - t_{1,gr})$$

3. Промена енталпије влажног ваздуха

$$dh_1 = -\frac{\beta_Y \cdot \frac{\eta_h}{\theta_{r,h}} \cdot dS_1}{\dot{m}_{1,s}} \cdot \left[ (h_1 - h_{1,r,gr}) + (Y_1 - Y_{1,r,gr}) \cdot c_{pt} \cdot t_{kond} \right]$$

4. Промена влажности ваздуха

$$dY_1 = -\frac{\beta_Y \cdot \frac{\eta_Y}{\theta_{r,Y}} \cdot dS_1}{\dot{m}_{1,s}} \cdot (Y_1 - Y_{1,gr})$$

при чему се види да су промене величина диференцијалне у корацима 2 до 4.

5. Количина топлоте која се транспортује ка површини за размену топлоте са стране топлијег флуида

$$d\dot{Q}_1 = \dot{m}_{1,s} \cdot dh_1$$

6. Количина влаге која се издваја на површини за размену топлоте са стране топлијег флуида

$$d\dot{m}_{kond} = \dot{m}_{1,s} \cdot dY_1$$

7. Промена температуре хладнијег флуида

$$dt_2 = -\frac{d\dot{Q}_1}{\dot{m}_2 \cdot c_{p2}}$$

8. Температура ваздуха у пресеку  $S_1 + dS_1$

$$t_1 = t_1 + dt_1$$

9. Масена концентрација влаге у ваздуху у пресеку  $S_1 + dS_1$

$$Y_1 = Y_1 + dY_1$$

10. Енталпија влажног ваздуха у пресеку  $S_1 + dS_1$

$$h_1 = h_1 + dh_1$$

11. Температура хладнијег флуида у пресеку  $S_1 + dS_1$

$$t_2 = t_2 + \Delta t_2$$

12. Укупно размењена количина топлоте до посматраног пресека

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_1 + d\dot{Q}_1$$

односно

$$\dot{Q}_1 = \int_{S_1} d\dot{Q}_1$$

13. Укупна количина кондензата која се издвојила из ваздуха до посматраног пресека

$$\dot{m}_{kond} = \dot{m}_{kond} + d\dot{m}_{kond}$$

14. Помоћна величина за одређивање биланса са стране ваздуха и средње температуре издвојеног кондензата

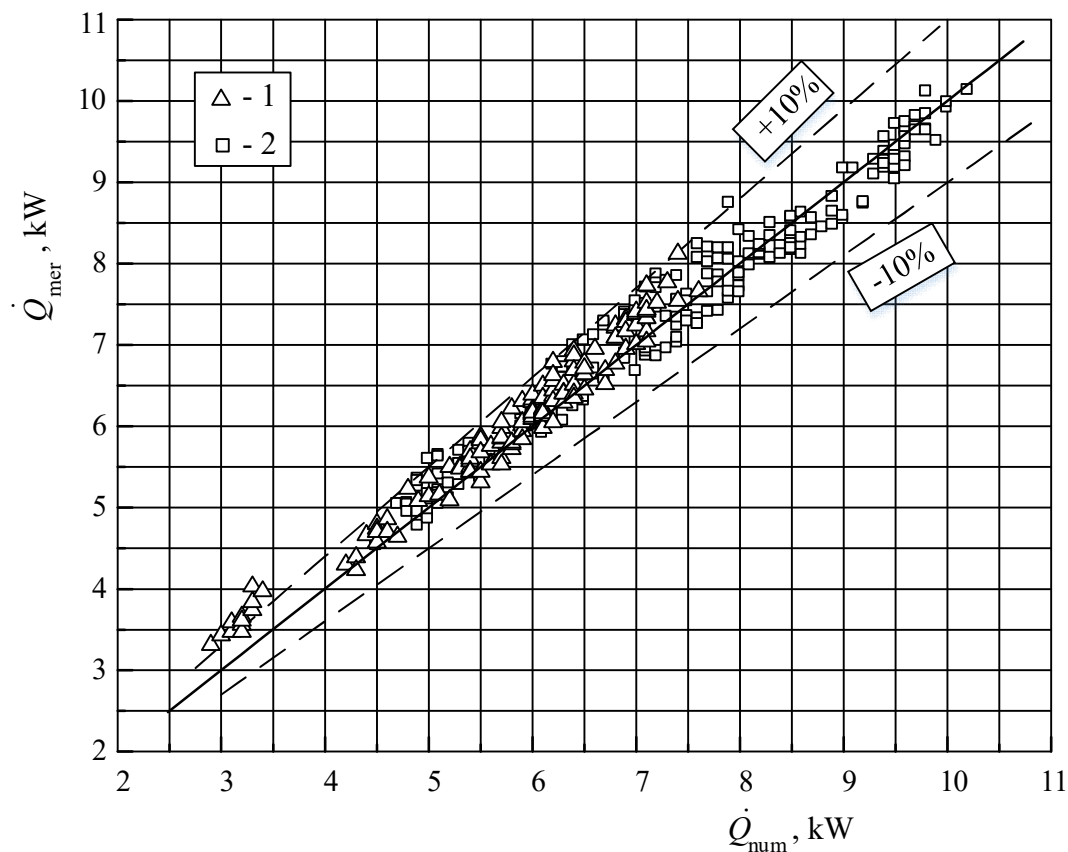
$$\begin{aligned} (\dot{m}_{kond} \cdot c_{pt} \cdot t_{kond}) &= (\dot{m}_{kond} \cdot c_{pt} \cdot t_{kond}) + c_{pt} \cdot t_{1,gr} \cdot d\dot{m}_{kond} \\ (\dot{m}_{kond} \cdot c_{pt} \cdot t_{kond}) &= \int_{S_1} c_{pt} \cdot t_{1,gr} \cdot d\dot{m}_{kond} \end{aligned}$$

Резултати прорачуна дати су на сликама 5.8 до 5.12, као и у прилогу 7.2 у табелама 7.10 и 7.11, као и у прилогу 7.3 у табели 7.14.

На слици 5.8 приказан је дијаграм са корелационим пољем топлотне снаге и резултати добијени самосталним мерењем на сопственој експериманталној инсталацији, при хлађењу ваздуха са кондензацијом паре на оребреним цевима, где је испрекиданим линијама означено корелационо поље са грешком  $\pm 10\%$  у односу на вредности добијене прорачунском процедуром описаном у овом поглављу. Квадратић на дијаграму представља мерење спроведено на два



хладњака, а троугао мерење обављено на једном. У прилогу 7.2 дати су табеларно резултати мерења и то у табели 7.10.

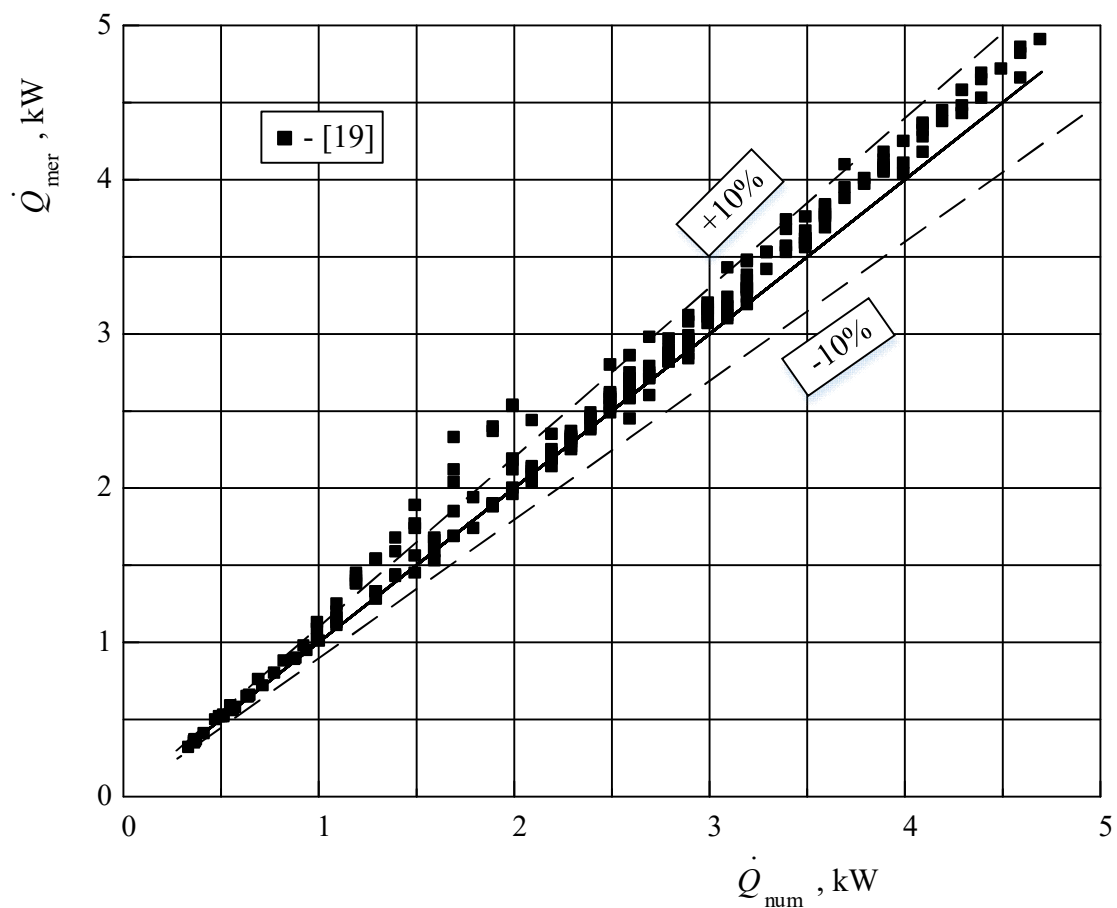


**Слика 5.8** Корелационо поље са грешком  $\pm 10\%$  и мерење вредности

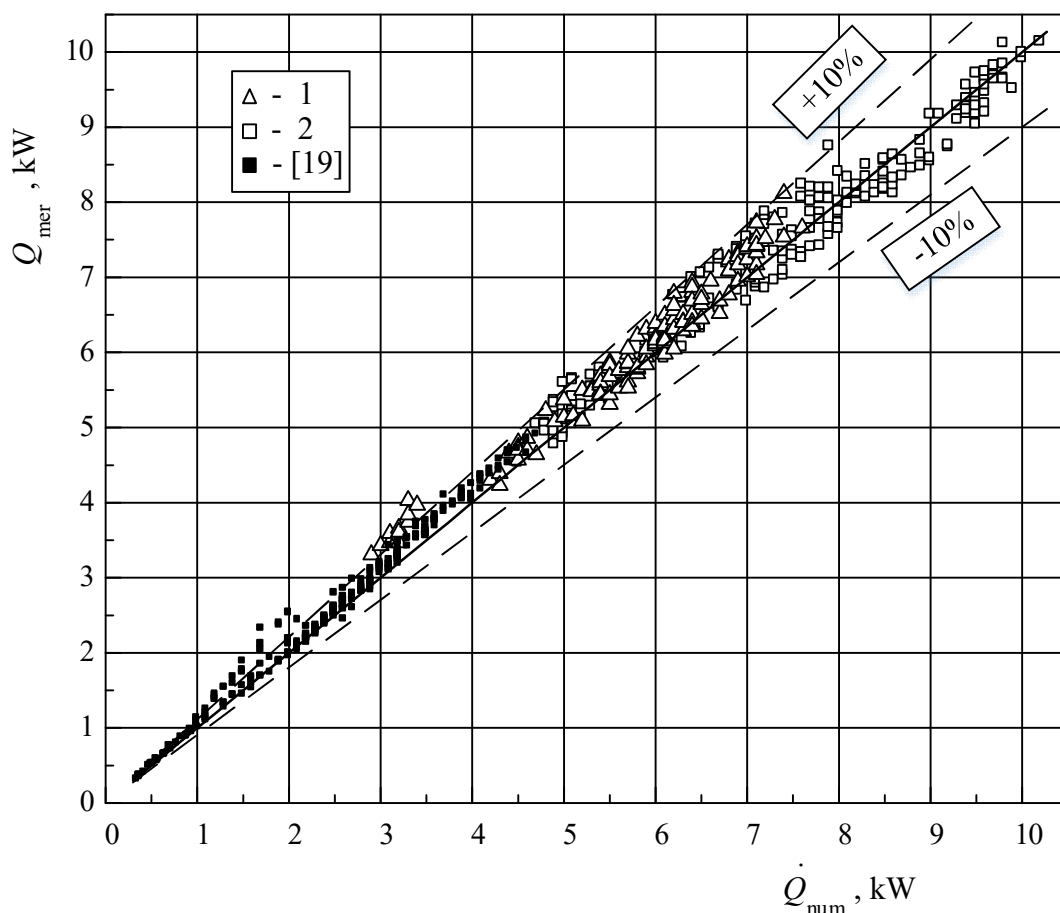
На слици 5.9 приказан је дијаграм са корелационим пољем топлотне снаге и резултати добијени анализом података из литературе [19], [21] при хлађењу ваздуха на оребреним цевима, где је испрекиданим линијама означено корелационо поље са грешком  $\pm 10\%$  у односу вредности добијене прорачунском процедуром описаном у овом поглављу. У прилогу 7.3 дати су резултати анализирани из [19], [21] у табели 7.13.

На слици 5.10 приказан је дијаграм са корелационим пољем топлотне снаге за све анализиране податке, укључујући оне из литературе (која је претходно навођена), као и сопствене, мерењима добијене и нумерички обрађене. Такође, корелационо поље је дефинисано са грешком  $\pm 10\%$  у односу на вредности добијене прорачуном из 5.2.1. Бели елементи на дијаграму су сопствена мерења

(квадратић на дијаграму представља мерење спроведено на два хладњака, а троугао мерење обављено на једном), а црни елементи се односе на вредности из литературе.

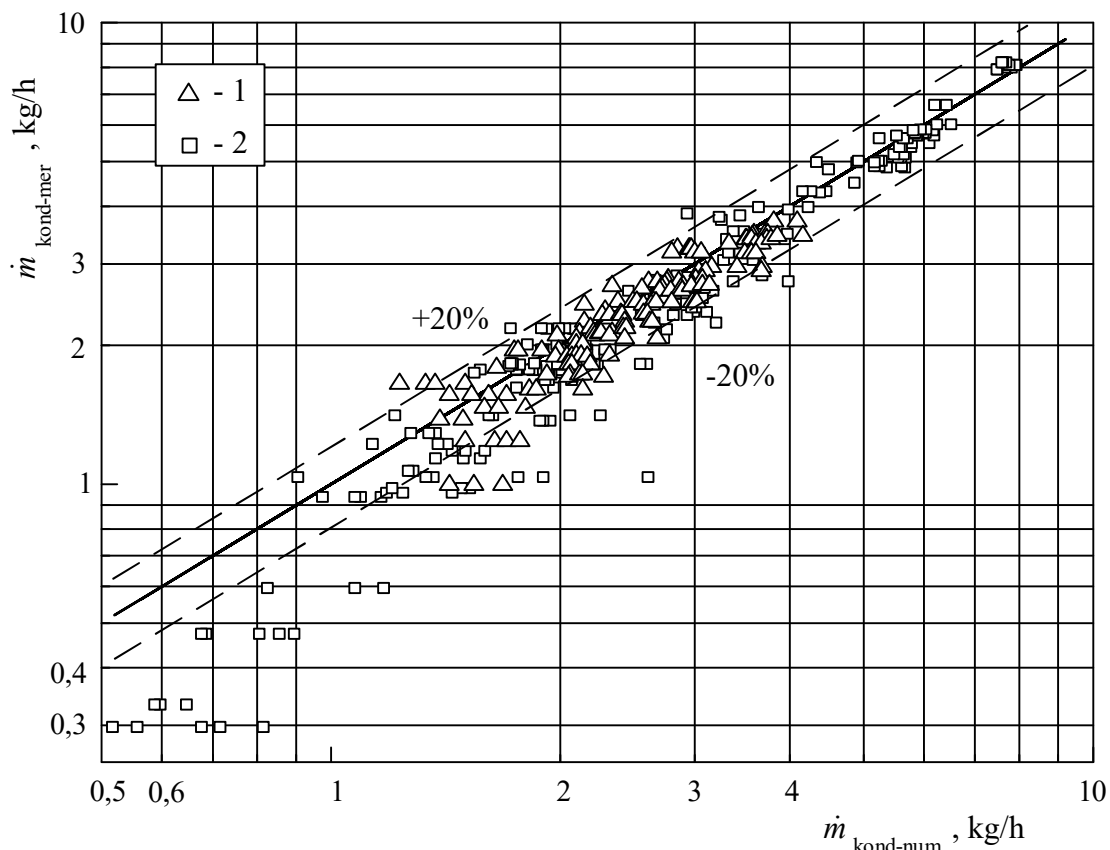


Слика 5.9 Корелационо поље са грешком  $\pm 10\%$  и анализирани подаци из [19]



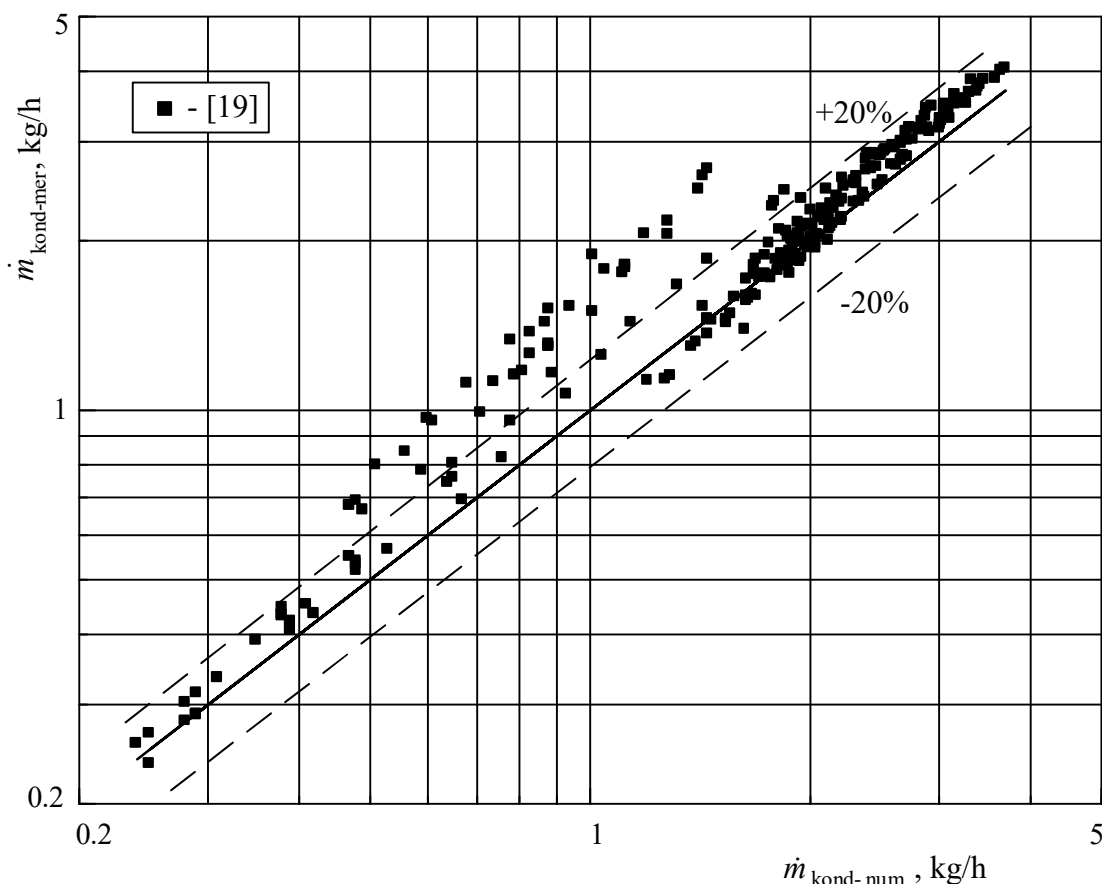
Слика 5.10 Корелационо поље са грешком  $\pm 10\%$  са свим анализираним мерењима

На слици 5.11 приказан је дијаграм са корелационим пољем масеног протока кондензата и резултати добијени самосталним мерењем при хлађењу ваздуха на оребреним цевима, где је испрекиданом линијама означено корелационо поље са грешком  $\pm 20\%$  у односу вредности добијене прорачунском процедуром описаном у овом поглављу. Квадратић на дијаграму представља мерење спроведено на два хладњака, а троугао мерење обављено на једном. У прилогу 7.2 дати су табеларно резултати мерења и то у табели 7.12.



Слика 5.11 Корелационо поље са грешком  $\pm 20\%$  и мерене вредности

На слици 5.12 приказан је дијаграм са корелационим пољем масеног протока кондензата и резултати добијени анализом података из литературе [19] при хлађењу ваздуха на оребреним цевима, где је испрекиданим линијама означено корелационо поље са грешком  $\pm 20\%$  у односу на вредности добијене прорачунском процедуром описаном у овом поглављу.



**Слика 5.12** Корелационо поље са грешком  $\pm 20\%$  и анализирани подаци из [19]

Закључује се да добијени резултати на основу прорачуна показују јако добра слагања са мереним вредностима, као и подацима анализираним из доступне литературе.

Такође, мора да се напомене да резултати добијени на основу прорачунске процедуре описане у овом поглављу имају јако добра поклапања са резултатима који се добијају на основу уобичајене, упрошћене процедуре описане нпр. у [8], која се спроводи на основу дефинисаног правца промене стања ваздуха, уз две важне напомене. Прва, неопходан улазни податак за уобичајене прорачуне [8] је „вучна тачка“ која је дефинисана средњом температуром површине хладњака ваздуха, а која се добија на основу прорачуна описаних у овој дисертацији и друга, нова прорачунска процедура описана у овој дисертацији дала је резултате са задовољавајућом тачношћу, претходно приказане на дијаграмима (нпр. слика 5.8), за све мерене режиме рада испитиваног расхладног система, за разлику од

упрошћене процедуре прорачуна која за одређене опсеге мерења није функционисала (нпр. за области мерења када је стање ваздуха било дефинисано у близини криве сатурације, у којима је релативна влажност ваздуха била висока – цео сет мерења од 10 радних режима).

## 6 ЗАКЉУЧНА РАЗМАТРАЊА

При конструисању, производњи и употреби хладњака ваздуха са оребреним цевима, инжењер се сусреће на први поглед са обимном литературом за прорачун топлотних перформанси и пада притиска. Упуштањем у ову област, поставља се питање да ли су литературни извори везани само за конкретан производ и конструкцију једног РТ или постоји нека анализа са опште важећим закључцима који могу да се односе истовремено и на више других конструкција оваквих РТ.

У раду на овој докторској дисертацији, испитивани су различити режими рада хладњака ваздуха са оребреним цевима при кондензацији паре из ваздуха. Експериментална истраживања су спроведена на самостално пројектованој инсталацији која је израђена, монтирана и пуштена у рад у погону једног од произвођача ове опреме.

Кондензација паре при хлађењу ваздуха, значајно утиче на размену топлоте код хладњака – размењивача са оребреним цевима, при чему латентна топлота може да има велики удео у укупној топлотној снази апарата. У овом раду су обухваћени експериментални подаци доступни у литератури и урађен је њихов упоредни приказ са резултатима до којих се дошло сопственим мерењима и прорачунима.

У истраживањима спроведеним у овом раду, полазна претпоставка је била да су коефицијенти прелаза топлоте и влаге, као и пад притиска на размењивачу са унапред дефинисаном геометријом, међусобно повезани и условљени и да кључно зависе од:

- струјног поља унутар размењивача топлоте које укључује присуство двофазне мешавине;
- температурског поља унутар размењивача топлоте;
- конструкционих параметара РТ (димензије и распоред цеви и ребара, величина струјног канала, број редова цеви, итд.) који се могу изразити у облику низа односа геометријских величина;

- својстава радних флуида.

Научни методи који су примењени обухватили су:

- прелиминарне прорачуне на бази постојећих прорачунских процедура;
- експериментална истраживања радних параметара РТ са оребреним цевима;
- статистичку анализу добијених резултата и њихово уопштавање помоћу теорије сличности.

При свему овоме се истиче да су основни научни методи у реализацији истраживања у оквиру ове докторске дисертације експериментално испитивање и математичка анализа и моделирање. Развој физичког и прорачунског модела је битан за одређивање и прорачун релевантних параметара рада РТ. Применом теорије сличности, уз одговарајуће статистичке методе, одређене су меродавне критеријумске зависности пада притиска, као и коефицијената прелаза.

Експериментални рад је обухватио мерења топлотних перформанси на физичком моделу – размењивачу топлоте, који је хладио ваздух помоћу секундарног расхладног флуида који није мењао фазу при струјању кроз цеви апарата. Протоци и температуре радних флуида су мењани у опсегу дефинисаном параметрима рада експерименталне инсталације, а који су били довољни да се могу извршити уопштавања експериментално добијених података.

Имајући у виду да ово истраживање припада научним областима како Термотехнике, тако и Процесне технике, а сходно планираном очекиваном научном доприносу ове дисертације, истиче се да је постигнут следећи циљ укупно обављених истраживања:

1. Одређена је корелација за израчунавање коефицијента отпора струјању у режимима са издвајањем кондензата и
2. Дефинисана је побољшана прорачунска процедура за одређивање топлотне снаге и количине издвојеног кондензата у јединици времена.

Све ово је урађено на сложеној геометрији оребреног размењивача топлоте, а у функцији од релевантних критеријума сличности. Коришћени су однос  $s_v / s_{v,mr}$ , који укључује све геометријске параметре оребреног снопа у јединствен израз и обухвата однос два основна случаја у области транспортних феномена



(струјање преко равне плоче и попречно наструјавање цеви), стварни хидраулички пречник, као и брзина струјања кроз порозни пресек размењивача.

Поједностављено, разматран је рад РТ у режиму са кондензацијом паре и дошло се до резултата (софтверског решења) који би у пракси могли да омогуће брзо и поуздано одређивање параметара оваквих размењивача топлоте.

Потребно је да се још једном, у овим закључним разматрањима, истакну остварени резултати:

- развијена је експериментална инсталација за испитивање струјно–термичких перформанси рада хладњака ваздуха – размењивача топлоте са оребреним цевима у условима кондензације влаге;
- дефинисани су сви меродавни параметри неопходни за добијање корелације за прорачун пада притиска, као и прорачунске методе за одређивање коефицијената прелаза топлоте и влаге;
- потврђене су критеријумске зависности за израчунавање пада притиска и коефицијента прелаза топлоте у сувим режимима;
- одређене су и потврђене критеријумске зависности за израчунавање пада притиска у режимима са кондензацијом паре;
- дефинисана је побољшана прорачунска процедура за одређивање топлотне снаге и количине издвојеног кондензата у јединици времена, као и осталих релевантних параметара рада РТ са оребреним цевима у режимима са кондензацијом паре, као и у сувим режимима.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Јаћимовић, Б., Генић, С., Топлотне операције и апарати, Део 1: Рекуперативни размењивачи топлоте, Машински факултет и ВЕДЕС, Београд, 2004.
- [2] Быков А. В.: Система охлаждения, Министерство образования Российской Федерации, Восточно–Сибирский государственный технологический университет, Катедра „Автомобили“, 2002.
- [3] Генић С., Јаћимовић Б., Митић С., Колендић П., Економске анализе за потребе процесног инжењерства, Савез машинских и електротехничких инжењера и техничара Србије, Београд, 2014.
- [4] Вујић, С.: Расхладни уређаји, Машински факултет, Београд, 1991.
- [5] Heat Exchanger Design Handbook, Hemisphere Publishing, Washington, 1986.
- [6] Bhatia, M. V., Cheremisinoff, P. N.: Heat Transfer Equipment, Technomic Publishing, Lancaster, 1980.
- [7] Perry R. H., Green D., Perry’s Chemical Engineers’ Handbook, McGraw-hill, New York, 1997
- [8] Маркоски М., Расхладни уређаји, Машински факултет, Београд, 2008.
- [9] Јаћимовић Б., Генић С., Дифузионе операције и апарати Део 1: Основи транспорта супстанције, Машински факултет, Београд, 2007.
- [10] Chilton T. H., Colburn A. P., Mass Transfer (Absorption) Coefficients Prediction from Data on Heat Transfer and Fluid Friction, Industrial & Engineering Chemistry, vol. 26, pp. 1183, 1934.
- [11] Јаћимовић, Б., Генић, С., Принципи моделирања у процесној техници, Скрипта за докторске студије, Машински факултет, Београд, 2005.
- [12] Милованчевић У., Коси Ф., Стојковић М., Стевановић С., Прелаз топлоте и влаге са смрзнуте површине – инжењерски приступ, Међународни конгрес КГХ, Београд, 2014.
- [13] Lapple C. E., Shepherd C. B., Calculation of particle trajectories, Ind. Eng. Chem., vol. 32, pp. 605, 1940.
- [14] Genić S. B., Jaćimović B. M., Janjić B., Experimental Research of Highly Viscous Fluid Cooling In Cross–Flow to a Tube Bundle, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 50, pp. 1288–1294, 2007.
- [15] Benelmir R., Yang J., Numerical Analysis of Heat and Mass Transfer in a Fin–and–Tube Air Heat Exchanger under Full and Partial Dehumidification Conditions, University Henri Poincaré – Nancy I, France
- [16] Elmahdy A., Biggs R., Efficiency of extended surfaces with simultaneous heat and mass transfer, National Research Council, Canada, Reprinted from ASHRAE Transactions, 1983 Vol. 89, Part 1A, p. 135 – 143
- [17] <http://www.scribd.com/doc/32097164/Heat-Exchanger#scribd>
- [18] Hauser S., Kreid D., Johnson B., Dry/Wet Performance of a Plate–Fin Air–Cooled Heat Exchanger with Continuous Corrugated Fins, 1981, research prepared for the U.S. Department of Energy

- [19] McQuiston F. C., Heat, mass and momentum transfer data for five plate–fin–tube heat transfer surfaces, *ASHRAE Trans.*, vol. 84, no. 1, pp. 266–293., 1978.
- [20] Јаћимовић Б., Генић С., Дифузионе операције и апарати Део 2: Дифузионе операције, Машински факултет, Београд, 2007.
- [21] McQuiston F. C., Correlation of heat, mass and momentum transport coefficients for plate–fin–tube heat transfer surface, *ASHRAE Trans.*, vol. 84, no. 1, pp. 294–308, 1978.
- [22] Haliçi F., Taymaz I., Gündüz M., The effect of the number of tube rows on heat, mass and momentum transfer in flat–plate finned tube heat exchangers, *Energy*, Vol. 26, pp. 963–972, November 2001.
- [23] Jang J., Lai J., Liu L., The thermal–hydraulic characteristics of staggered circular finned–tube heat exchangers under dry and dehumidifying conditions, *Int. Journal of Heat and Mass transfer* 41 (1998), 3321–3337
- [24] Jang J.Y., Lai J.T., Numerical and Experimental analysis od heat transfer and fluid flow in 3–D circular finned–tube heat exchanger, *Int. Conf. On CFD in Mineral and metal Processing and Power Generation*, CSIRO, 1997
- [25] Kim H., Youn B., Bullard C., Effect of inclination on the air–side performance of a brazed aluminum heat exchanger under dry and wer conditions, *Int. Journal of Heat and Mass transfer* 44 (2001), 4613–4623
- [26] Nuntaphan A., Kiatsiriroat T., Wang C.C., Heat transfer and friction characteristics of crimped spiral finned heat exchangers with dehumidification, *Applied Thermal Engineering* 25 (2005), 327–340
- [27] Mirth D. R., Ramadhani S., Prediction of cooling–coil performance under condensing conditions, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 14, No. 4, December 1993, 391 – 400
- [28] Ma X., Ding G., Zhang Y., Wang K., Airside heat transfer and friction characteristics for enhanced fin–and–tube heat exchanger with hydrophilic coating under wet conditions, *International Journal of Refrigeration* 30 (2007), 1153 – 1167
- [29] Park Y. G., Jacobi A. M., Air–Side Performance Characteristics of Round– and Flat– Tube Heat Exchangers: A Literature Review, Analysis and Comparison, *Air Conditioning and Refrigeration Center, Mechanical and Industrial Engineering Department, University of Illinois Urbana*, May 2001.
- [30] Wang C.C., Hsieh Y.C., Lin Y.T., Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions, *ASME J. Heat Transfer* 119 (1997) 109–117
- [31] Wang C.C., Lin Y.T., Lee C.J., An airside correlation for plain fin and tube heat exchangers in wet conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 43 (2000) 1869–1872
- [32] Wang C.C., Hu Y.Z., Chi K.U., Chang Y.P., Heat and mass transfer for compact fin and tube heat exchangers having plain plain geometry, *Proceedings of the 5th ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference*, 1999 (paper no. AJTE–6404)
- [33] C.C. Wang, W.H. Tao, Y.J. Du, Effects of wave height on the air–side performances of wavy fin and tube heat exchangers under dehumidifying conditions, *Heat Transfer Engng.* (1999)

- [34] Halici F., Taymaz I., Experimental study of the airside performance of tube row spacing in finned tube heat exchangers, *Heat Mass Transfer* (2006) 42: 817–822 DOI 10.1007/s00231-005-0042-1
- [35] Kim N. H., Kim S. H., Dry and wet air-side performance of a louver-finned heat exchanger having flat tubes, *Journal of Mechanical Science and Technology* 24 (7) (2010) 1553–1561
- [36] Kim N. H., Kim S. H., Ho-Won Byun H. W., Lee E. J., Dry and Wet Air-Side Performance of a Louver-Finned Heat Exchanger Having Flat Tubes, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2010, Paper 1040. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1040>
- [37] EN 306: 1997 Heat exchangers – Methods of measuring the parameters for establishing performance
- [38] EN 307: 1997 Heat exchangers – Guidelines for preparing installation, operating and maintenance instructions required to maintain the performance of each type of heat exchanger
- [39] EN 1148: 1997 Heat exchangers – Water to water heat exchangers for district heating – Test procedure for establishing the performance data
- [40] EN 305: 1997 Heat exchangers – Definitions of performance of heat exchangers and the general test procedure for establishing performance of all heat exchangers
- [41] <https://opi.emersonclimate.com/was.extension.opi.web/OPIServlet?action=compsearch>, Emerson, Copeland
- [42] Batty J., Danen G., Van der Heul F., Jansen J., Nanning P., *Shell flow meter engineering handbook*, McGraw-Hill, 2<sup>nd</sup> edition, 1985.
- [43] SRPS ISO 3966: 2013 BSRIA AG 3/89.3
- [44] SRPS EN ISO 5167: 2007 мерење протока флуида помоћу уређаја са диференцијалним притиском уграђених у цевоводе кружног попречног пресека
- [45] Упутство за монтажу, рад и одржавање клима комора – „Соко инжињеринг”
- [46] Генић С., Јаћимовић Б., Јарић М., Будимир Н., Својства процесних флуида, Савез машинских и електротехничких инжењера и техничара Србије, Београд, 2014.
- [47] VDI Heat Atlas, second edition
- [48] Rohsenow W., Hartnett J., Cho Y., *Handbook of heat transfer*, McGraw-Hill, 3<sup>rd</sup> edition, 1998.
- [49] Генић С., Јаћимовић Б., Топлотне операције и апарати, ново издање, у штампи
- [50] Hausen H., *Warmeübertragung im gegenstrom, gleichstrom und kreuzstrom*, Springer-Verlag, Berlin, 1976.
- [51] Tahseen T., Ishak M., Rahman., An overview on thermal and fluid flow characteristics in a plain plate finned and un-finned tube banks heat exchanger, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 43 (2015), 363–380
- [52] Wang S., *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*, McGraw-Hill, 2<sup>nd</sup> edition, 2000.
- [53] AHRI STANDARD 410-2001 – Standard for Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils

- [54] Eckels P. W., Rabas T. J., Dehumidification: On the Correlation of Wet and Dry Transport Processes in Plate Finned–Tube Heat Exchangers, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 575–582, 1987.
- [55] Колендић П., Истраживања параметара транспорта топлоте код оребрених хладњака и загрејача, Докторска дисертација, Машински факултет, Београд, 2015.
- [56] Кафаров В. Основи массопередачи, Москва, 1972.
- [57] Lockhart R., Martinelli R., Proposed correlation of data for isothermal two–phase, two component flow in pipes, *CEP* 45 (1), 1949, p39–49
- [58] Бошњаковић Ф., Наука о топлени, Техничка књига Загреб, 1976

## 7 ПРИЛОЗИ

Списак ознака коришћених у прилогу:

$f$	Фенингов фактор, $\zeta = 4f$ ,
$j_H$	Чилтон – Колбурнов фактор,
$m_1$	масени проток ваздуха,
$m_2$	масени проток воде,
$m_{\text{kond}}$	масени проток кондензата,
$m_{\text{num}}$	масени проток кондензата из прорачуна,
$Q_1$	измерена топлотна снага РТ са стране ваздуха,
$Q_2$	измерена топлотна снага РТ са стране воде,
$Q_{\text{kond}}$	топлотни проток кондензата,
$Q_{\text{McQ}}$	топлотна снага добијена на основу мерења из [19],
$Q_{\text{num}}$	топлотна снага РТ у режимима са кондензацијом добијена на основу прорачуна,
$Q_{\text{sr}}$	средња вредност топлотне снаге РТ,
$t_{1p}^s$	температура ваздуха по сувом термометру на улазу у РТ,
$t_{1k}^s$	температура ваздуха по сувом термометру на излазу из РТ,
$t_{1p}^v$	температура ваздуха по влажном термометру на улазу у РТ,
$t_{1k}^v$	температура ваздуха по влажном термометру на излазу из РТ,
$t_{2p}$	температура воде на улазу у РТ,
$t_{2k}$	температура воде на излазу из РТ,
$t_{\text{kond}}$	температура кондензата,
$V_1$	запремински проток ваздуха,
$V_2$	запремински проток воде,
$\alpha_{\text{smeren}}$	кофицијент прелаза топлоте мерен у сувим режимима,
$\alpha_s^C$	кофицијент прелаза топлоте у сувим режимима добијен из корелације,
$\phi_{1p}$	релативна влажност ваздуха на улазу у РТ,

$\phi_{1k}$	релативна влажност ваздуха на излазу из РТ,
$\Delta p_{mHL}$	пад притиска на хладњаку ваздуха,
$\Delta p_{HL}^C$	пад притиска на хладњаку ваздуха добијен из корелације,
$\Delta p_1$	диференцијални притисак на усисној цеви,
$\Delta t_2$	разлика температура воде на улазу и излазу из РТ,
$\Delta_{st}$	стационарност радног режима (грешка у мерењу топлоне снаге),
$\Delta(\Delta m_{kond})$	грешка при израчунавању количине кондензата,
$\Delta(\Delta Q)$	грешка при израчунавању топлотне снаге,
$\Delta(\Delta \alpha)$	грешка при израчунавању коефицијента прелаза топлоте у сувим режимима,
$\xi_m$	коефицијент отпора струјању ваздуха добијен на основу мерења,
$\xi^C$	коефицијент отпора струјању ваздуха добијен на основу корелације.

## 7.1 РЕЗУЛТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТА – СУВИ РЕЖИМИ

Табела 7.1 резултати мерења пада притиска у сувим режимима

Број	тип	$V_1$ m <sup>3</sup> /s	$V_1$ m <sup>3</sup> /h	$\Delta p_{mHL}$ Pa	Р.бр.	тип	$V_1$ m <sup>3</sup> /s	$V_1$ m <sup>3</sup> /h	$\Delta p_{mHL}$ Pa
1	1	0,2291	825	15	48	1	0,2920	1051	29
2	1	0,2298	827	18	49	1	0,2929	1055	29,5
3	1	0,2304	830	17	50	1	0,2936	1057	29,5
4	1	0,2306	830	17,5	51	1	0,2938	1058	29
5	1	0,2313	833	15,5	52	1	0,2944	1060	28,5
6	1	0,2323	836	17	53	1	0,2951	1062	28
7	1	0,2330	839	17	54	1	0,2955	1064	28,5
8	1	0,2338	842	16	55	1	0,2956	1064	29,5
9	1	0,2344	844	16	56	1	0,2962	1066	29,5
10	1	0,2345	844	18,5	57	1	0,2974	1071	28,5
11	1	0,2352	847	16,5	58	1	0,3123	1124	29,5
12	1	0,2359	849	18	59	1	0,3125	1125	33
13	1	0,2360	849	17,5	60	1	0,3136	1129	31
14	1	0,2360	849	18,5	61	1	0,3141	1131	32,5
15	1	0,2368	852	15,5	62	1	0,3147	1133	32,5
16	1	0,2374	855	15,5	63	1	0,3152	1135	30
17	1	0,2383	858	16,5	64	1	0,3158	1137	31
18	1	0,2390	860	16,5	65	1	0,3158	1137	33
19	1	0,2575	927	20,5	66	1	0,3160	1138	31,5
20	1	0,2575	927	21,5	67	1	0,3170	1141	32
21	1	0,2602	937	19	68	1	0,3174	1143	33,5
22	1	0,2604	938	20,5	69	1	0,3187	1147	32
23	1	0,2608	939	22,5	70	1	0,3191	1149	33
24	1	0,2616	942	19,5	71	1	0,3204	1153	29
25	1	0,2622	944	19,5	72	1	0,3213	1157	28,5
26	1	0,2622	944	18,5	73	1	0,3225	1161	30
27	1	0,2628	946	20,5	74	1	0,3232	1164	30,5
28	1	0,2631	947	21	75	1	0,3245	1168	29,5
29	1	0,2634	948	21,5	76	2	0,1821	656	21,5
30	1	0,2643	951	22	77	2	0,2220	799	30,5
31	1	0,2654	955	20	78	2	0,2228	802	31
32	1	0,2657	957	19,5	79	2	0,2600	936	40
33	1	0,2830	1019	27	80	2	0,2617	942	40,5
34	1	0,2862	1030	26	81	2	0,2620	943	41,5
35	1	0,2867	1032	24	82	2	0,2622	944	42,5
36	1	0,2875	1035	25	83	2	0,2623	944	40,5
37	1	0,2877	1036	29	84	2	0,2623	944	40,5
38	1	0,2882	1038	29	85	2	0,2644	952	41,5



Број	тип	$V_1$ m <sup>3</sup> /s	$V_1$ m <sup>3</sup> /h	$\Delta p_{mHL}$ Pa	Р.бр.	тип	$V_1$ m <sup>3</sup> /s	$V_1$ m <sup>3</sup> /h	$\Delta p_{mHL}$ Pa
39	1	0,2884	1038	28	86	2	0,3024	1089	58
40	1	0,2890	1040	28,5	87	2	0,3037	1093	56
41	1	0,2895	1042	28,5	88	2	0,3086	1111	57
42	1	0,2902	1045	28,5	89	2	0,3162	1138	61,5
43	1	0,2904	1046	28,5	90	2	0,3167	1140	59,5
44	1	0,2910	1048	28	91	2	0,3167	1140	60
45	1	0,2913	1049	29,5	92	2	0,3184	1146	61,5
46	1	0,2918	1051	28,5	93	2	0,3207	1154	61
47	1	0,2919	1051	27					

Табела 7.2 резултати мерења топлотних перформанси у сувим режимима

Број	тип	$\Delta p_1$ Pa	$t_{1p}^s$ °C	$\phi_{1p}$ %	$t_{1k}^s$ °C	$\phi_{1k}$ %	$V_2$ l/h	$t_{2p}$ °C	$t_{2k}$ °C	$\Delta t_2$ °C
1	1	85,5	31,5	41,3	24,8	60,9	1317	22	22,6	0,6
2	1	91,5	31,1	42,9	24,7	63	1955	22	22,4	0,4
3	1	93	31,6	41,6	25,1	61	1318	22,3	22,9	0,6
4	1	98	31,6	41,5	24,6	61,8	1325	21,1	22,7	0,6
5	1	101	31,2	42,5	24,6	62,5	1981	22,1	22,5	0,4
6	1	102	31,6	41,7	25,3	61,5	1324	22,5	23	0,5
7	1	252	32,3	39,8	26,5	55,5	1317	22,4	23,3	0,9
8	1	255	32,2	40,1	26,4	55,7	1371	22,4	23,2	0,8
9	1	259	32,2	40	26,4	55,8	1378	22,4	23,3	0,9
10	1	259	32,7	39,4	26,5	56,4	1784	22,6	23,2	0,7
11	1	260	31,8	40,7	26	56,2	1342	22,2	23	0,8
12	1	267	32,6	38,6	26,5	55	2242	22,5	23,1	0,6
13	1	269	32,4	39,8	26,5	55,5	1316	22,5	23,3	0,9
14	1	275	32,8	39,6	26,6	56,7	1760	22,5	23,3	0,8
15	1	277	32,7	38,8	26,7	55,3	1788	22,5	23,2	0,7
16	1	278	31,8	40,2	26,1	55,8	1344	22,3	23,1	0,8
17	1	280	32,8	39,8	26,6	56,7	1790	22,6	23,3	0,7
18	1	337	36,9	29,2	29	45,9	1956	23,2	24,2	1
19	1	339	36,7	29,8	28,9	46,1	1965	23,2	24,2	1
20	1	341	37,1	29,6	29,1	46,5	1954	23,2	24,2	1
21	1	342	36,7	30,5	29,2	46	1388	23,4	24,7	1,3
22	1	344	36,6	30,1	29	46	1665	23,4	24,4	1,1
23	1	344	36,6	29,8	29,1	45	1390	23,4	24,8	1,2
24	1	347	36,6	29,8	29	46	1678	23,4	24,4	1
25	1	348	36,5	30,3	28,9	46,6	1646	23,3	24,4	1
26	1	349	36,7	29,8	29,2	45,6	1358	23,5	24,7	1,2
27	1	351	36,4	30,5	28,9	46,6	1930	23,1	24,1	1
28	1	353	36,8	29,5	28,9	46,3	1952	23,2	24,2	0,9
29	1	355	36,6	29,7	29	45,7	1662	23,3	24,4	1,2
30	1	355	36,6	29,8	28,9	46,3	1970	23,2	24,2	0,9
31	1	358	36,7	30	29,2	45,5	1366	23,4	24,8	1,3
32	1	358	36,7	29,2	29,1	44,9	1408	23,3	24,7	1,3
33	1	358	36,7	29,8	29,2	45,9	1393	23,5	24,7	1,2
34	1	360	36,6	30	28,9	46,4	1636	23,3	24,5	1,1
35	1	362	37,1	29,6	29	46,1	1965	23,2	24,2	1
36	1	365	36,7	29,8	29,2	45,7	1370	23,4	24,7	1,3
37	1	367	36,6	30	29	46,3	1676	23,4	24,4	1,1
38	1	436	32,8	38,4	27,4	52,1	1699	23,1	23,9	0,8
39	1	445	33,4	37,3	27,4	52,3	2052	22,6	23,4	0,8
40	1	450	32,9	38,8	27,6	52,5	1687	23,1	23,9	0,8

Број	тип	$\Delta p_1$ Pa	$t_{1p}^s$ °C	$\phi_{1p}$ %	$t_{1k}^s$ °C	$\phi_{1k}$ %	$V_2$ l/h	$t_{2p}$ °C	$t_{2k}$ °C	$\Delta t_2$ °C
41	1	451	33,3	37,3	27,4	52,7	2103	22,6	23,4	0,8
42	1	452	32,7	40,4	27,4	54,7	1400	22,8	23,8	1
43	1	454	32,7	39	27,4	53,9	1351	23,1	24,1	1
44	1	456	32,7	39,9	27,4	54,2	1352	22,8	23,9	1
45	1	457	32,9	38,8	27,6	52,5	1689	23,1	24	0,8
46	1	459	32,7	39,5	27,4	53,9	1331	22,9	23,9	1,1
47	1	463	32,6	39,1	27,3	53,3	1325	22,8	23,8	1
48	1	464	32,9	38,5	27,5	52,1	1701	23	23,9	0,9
49	1	480	32,8	38,4	27,5	52,1	1656	23,1	23,9	0,9
50	1	518	36,8	30	30,5	43,7	1505	25,8	26,9	1,1
51	1	530	36,9	29,6	30,5	43,5	1491	25	26	1
52	1	532	37	29,1	30,5	43,1	1495	24,8	25,9	1
53	1	547	31,4	41,4	26,3	55,5	1701	21,8	22,6	0,8
54	1	549	31,6	41,2	26,7	54,3	1993	22,3	23,1	0,8
55	1	551	30,4	43,2	26	55,5	1413	21,9	22,9	0,9
56	1	552	31,5	41,4	26,5	55,1	1711	21,8	22,6	0,8
57	1	554	31,5	41	26,3	55,2	1749	21,7	22,6	0,9
58	1	558	30,5	43	26,1	55,2	1419	21,9	22,8	0,9
59	1	558	31,5	41,3	26,5	54,8	1979	22,2	23	0,7
60	1	561	31,5	41,4	26,5	55,2	1670	21,7	22,7	1
61	1	561	30,5	43,1	26,2	55,4	1433	22	22,8	0,9
62	1	563	31,6	40,9	26,4	55	1730	21,7	22,8	0,9
63	1	563	31,6	41,3	26,6	54,5	1955	22,3	23	0,7
64	1	565	30,4	43,1	26,1	55,6	1464	22,2	23	0,8
65	1	572	30,4	43,1	26,1	55,5	1435	22	23	0,8
66	1	573	31,5	41,2	26,5	54,9	1670	21,8	22,6	0,9
67	1	577	31,5	41	26,6	54,3	2014	22,3	23,1	0,7
68	1	579	30,4	42,8	26,1	55,3	1407	21,9	22,9	1
69	1	581	30,5	42,3	26,3	54,5	1423	21,9	22,8	0,9
70	1	585	31,5	41,5	26,6	54,7	1943	22,2	23	0,8
71	1	635	37,2	30,1	30,2	45,1	2025	23,8	24,9	1,1
72	1	636	37,1	29,9	30,4	44,1	1713	23,8	25	1,2
73	1	640	37,2	30,7	30,2	46,2	2018	24	24,9	0,9
74	1	642	37,2	30,3	30,2	45,7	2028	24	24,8	0,9
75	1	645	37,2	29,6	30,6	42,9	1397	23,9	25,5	1,5
76	1	647	37,1	29,7	30,5	43	1409	24	25,5	1,4
77	1	649	36,9	29,8	30,6	42,9	1410	23,9	25,4	1,4
78	1	649	37,2	30,1	30,2	45,1	2016	23,8	24,8	1
79	1	650	37,1	29,9	30,3	44,3	1707	23,8	25	1,2
80	1	654	37,2	30,2	30,2	45,4	2017	23,8	24,8	1
81	1	656	37,1	29,9	30,4	44,1	1721	23,9	25,1	1,2

Број	тип	$\Delta p_1$ Pa	$t_{1p}^s$ °C	$\phi_{1p}$ %	$t_{1k}^s$ °C	$\phi_{1k}$ %	$V_2$ l/h	$t_{2p}$ °C	$t_{2k}$ °C	$\Delta t_2$ °C
82	1	661	37,2	29,7	30,3	43,9	1690	23,9	25,1	1,2
83	1	663	37,2	29,5	30,7	43,1	1414	23,9	25,4	1,5
84	1	668	37	29,6	30,6	42,8	1415	23,9	25,4	1,5
85	1	672	37,1	30	30,3	44,2	1723	23,7	25,1	1,3
86	1	677	37,2	30	30,2	45,2	2022	23,8	24,8	1
87	1	679	37,1	29,6	30,5	43,2	1401	24	25,5	1,5
88	1	680	37,2	29,8	30,3	44	1680	23,8	25,1	1,3
89	1	685	37,1	29,5	30,6	42,8	1406	24	25,4	1,4
90	2	215	42,9	16,1	16,5	71,7	2880	12,3	14	1,8
91	2	313	43	15,3	17,6	66	2670	12	14	2,1
92	2	320	42,7	15,2	17,9	63,8	2610	12,3	14	2
93	2	322	42,4	15,8	17,2	68,1	2700	11,7	14	2,1
94	2	334	42,9	15,4	17,7	65,8	2640	12,3	14	2
95	2	442	41,9	16,3	18,6	62,3	2490	12,8	15	2,2
96	2	448	42	16,7	18,9	62	2475	13,2	15	2,2
97	2	449	42,7	16	19,7	62,5	2204	13,1	16	2,5
98	2	450	43,1	16	19,9	64,4	2130	15,3	16	2,5
99	2	450	41,9	15,8	19,6	56,2	2474	13,8	16	2,4
100	2	450	42	16,3	18,4	63,7	2520	12,2	14	2,1
101	2	457	42,6	18,2	18,7	69,6	2560	12,1	15	2,3
102	2	457	42	16,3	18,2	64,7	2580	11,8	14	2,3
103	2	459	42,6	17,1	18,8	67,3	2570	12,3	15	2,4
104	2	459	42,1	16	18,2	64	2550	11,9	14	2,2
105	2	634	38,9	25,9	23,3	64,4	1847	16,2	19	2,9
106	2	659	42,4	18	19,8	65,4	2035	12,5	16	3,1
107	2	661	42,5	17,4	20,5	63	2046	13,5	16	2,9
108	2	668	42,5	16,6	20,1	61,5	2056	13	16	2,9
109	2	680	41,9	19,9	21,4	67,6	2635	14,6	16	2

Табела 7.3 Резултати мерења пада притиска и корелисане вредности у сувим режимима

$\Delta(\Delta p)$  – грешка при израчунавању пада притиска  
са  $\zeta^C$  у експоненту су означене корелисане вредности

Број	тип	$\Delta p_{HL}^C$ Pa	$\Delta p_{mHL}$ Pa	$\zeta^C$ -	$\zeta_m$ -	$\Delta(\Delta p)$ %
1	1	16,6	15	0,4614	0,4162	-10,9
2	1	16,7	18	0,4609	0,4962	7,1
3	1	16,8	17	0,4608	0,4666	1,2
4	1	16,8	17,5	0,4606	0,4794	3,9
5	1	16,9	15,5	0,4601	0,4218	-9,1
6	1	17,0	17	0,4595	0,4584	-0,2
7	1	17,1	17	0,4593	0,4562	-0,7
8	1	17,2	16	0,4586	0,4258	-7,7
9	1	17,3	16	0,4585	0,4240	-8,1
10	1	17,3	18,5	0,4584	0,4899	6,4
11	1	17,4	16,5	0,4580	0,4343	-5,5
12	1	17,5	18	0,4578	0,4710	2,8
13	1	17,5	17,5	0,4577	0,4577	0,0
14	1	17,5	18,5	0,4578	0,4840	5,4
15	1	17,6	15,5	0,4572	0,4025	-13,6
16	1	17,7	15,5	0,4571	0,4007	-14,1
17	1	17,8	16,5	0,4566	0,4234	-7,8
18	1	17,9	16,5	0,4561	0,4206	-8,4
19	1	20,5	20,5	0,4458	0,4455	-0,1
20	1	20,5	21,5	0,4458	0,4672	4,6
21	1	20,9	19	0,4448	0,4045	-9,9
22	1	20,9	20,5	0,4449	0,4362	-2,0
23	1	21,0	22,5	0,4445	0,4766	6,7
24	1	21,1	19,5	0,4443	0,4111	-8,1
25	1	21,2	19,5	0,4439	0,4088	-8,6
26	1	21,2	18,5	0,4441	0,3882	-14,4
27	1	21,3	20,5	0,4437	0,4277	-3,7
28	1	21,3	21	0,4438	0,4376	-1,4
29	1	21,4	21,5	0,4434	0,4465	0,7
30	1	21,5	22	0,4431	0,4539	2,4
31	1	21,6	20	0,4426	0,4090	-8,2
32	1	21,7	19,5	0,4427	0,3985	-11,1
33	1	24,0	27	0,4385	0,4924	10,9
34	1	24,5	26	0,4375	0,4636	5,6
35	1	24,6	24	0,4373	0,4264	-2,6
36	1	24,7	25	0,4371	0,4420	1,1

Број	тип	$\Delta p_{HL}^C$ Pa	$\Delta p_{mHL}$ Pa	$\zeta^C$ -	$\zeta_m$ -	$\Delta(\Delta p)$ %
37	1	25,1	29	0,4341	0,5024	13,6
38	1	25,1	29	0,4341	0,5011	13,4
39	1	25,2	28	0,4335	0,4815	10,0
40	1	25,3	28,5	0,4337	0,4895	11,4
41	1	25,3	28,5	0,4335	0,4875	11,1
42	1	25,5	28,5	0,4330	0,4841	10,6
43	1	25,5	28,5	0,4333	0,4847	10,6
44	1	25,6	28	0,4328	0,4732	8,5
45	1	25,6	29,5	0,4330	0,4986	13,1
46	1	25,7	28,5	0,4329	0,4802	9,9
47	1	25,7	27	0,4328	0,4545	4,8
48	1	25,8	29	0,4324	0,4865	11,1
49	1	25,9	29,5	0,4325	0,4932	12,3
50	1	26,0	29,5	0,4322	0,4905	11,9
51	1	26,1	29	0,4318	0,4805	10,1
52	1	26,1	28,5	0,4321	0,4715	8,4
53	1	26,2	28	0,4319	0,4614	6,4
54	1	26,3	28,5	0,4318	0,4682	7,8
55	1	26,3	29,5	0,4313	0,4830	10,7
56	1	26,4	29,5	0,4312	0,4814	10,4
57	1	26,6	28,5	0,4312	0,4623	6,7
58	1	28,7	29,5	0,4295	0,4416	2,7
59	1	28,7	33	0,4295	0,4936	13,0
60	1	28,9	31	0,4292	0,4604	6,8
61	1	29,0	32,5	0,4290	0,4811	10,8
62	1	29,1	32,5	0,4289	0,4793	10,5
63	1	29,2	30	0,4288	0,4409	2,8
64	1	29,3	31	0,4286	0,4540	5,6
65	1	29,3	33	0,4286	0,4833	11,3
66	1	29,3	31,5	0,4285	0,4608	7,0
67	1	29,5	32	0,4283	0,4651	7,9
68	1	29,5	33,5	0,4282	0,4858	11,9
69	1	29,7	32	0,4278	0,4602	7,0
70	1	29,8	33	0,4278	0,4737	9,7
71	1	30,0	29	0,4274	0,4127	-3,6
72	1	30,2	28,5	0,4271	0,4032	-5,9
73	1	30,4	30	0,4268	0,4212	-1,3
74	1	30,5	30,5	0,4267	0,4264	-0,1
75	1	30,7	29,5	0,4264	0,4093	-4,2
76	2	24,9	21,5	0,4828	0,4167	15,9
77	2	34,9	30,5	0,4553	0,3981	14,4

Број	тип	$\Delta p_{HL}^C$ Pa	$\Delta p_{mHL}$ Pa	$\zeta^C$ -	$\zeta_m$ -	$\Delta(\Delta p)$ %
78	2	35,1	31,0	0,4545	0,4013	13,3
79	2	45,9	40,0	0,4374	0,3808	14,9
80	2	46,5	40,5	0,4368	0,3808	14,7
81	2	46,5	41,5	0,4371	0,3902	12,0
82	2	46,6	42,5	0,4367	0,3981	9,7
83	2	46,7	40,5	0,4364	0,3787	15,3
84	2	46,5	40,5	0,4373	0,3805	14,9
85	2	47,3	41,5	0,4360	0,3828	13,9
86	2	60,3	58,0	0,4227	0,4068	3,9
87	2	60,7	56,0	0,4225	0,3898	8,4
88	2	62,3	57,0	0,4218	0,3860	9,3
89	2	65,0	61,5	0,4200	0,3973	5,7
90	2	65,1	59,5	0,4200	0,3837	9,5
91	2	65,1	60,0	0,4202	0,3873	8,5
92	2	65,8	61,5	0,4195	0,3920	7,0
93	2	66,6	61,0	0,4191	0,3841	9,1

Табела 7.4 Резултати мерења и дисперзија топлотне снаге за суве режиме

Број	Тип	$m_1$ kg/s	$Q_1$ kW	$m_2$ kg/s	$Q_2$ kW	$\Delta_{st}$ %
1	1	0,1323	0,9	0,3647	0,9	0,1
2	1	0,1370	0,9	0,5414	0,9	4,3
3	1	0,1379	0,9	0,3649	0,9	1,4
4	1	0,1416	1,1	0,3669	0,9	9,9
5	1	0,1439	1,0	0,5486	0,9	4,0
6	1	0,1444	0,8	0,3666	0,8	5,5
7	1	0,2245	1,4	0,3646	1,4	1,2
8	1	0,2258	1,4	0,3796	1,3	6,2
9	1	0,2274	1,4	0,4939	1,4	0,6
10	1	0,2275	1,4	0,3815	1,4	3,5
11	1	0,2283	1,5	0,3716	1,2	10,9
12	1	0,2310	1,4	0,6208	1,6	6,3
13	1	0,2320	1,5	0,3644	1,4	4,4
14	1	0,2344	1,5	0,4873	1,6	7,1
15	1	0,2352	1,4	0,4950	1,5	3,5
16	1	0,2360	1,4	0,3721	1,2	8,0
17	1	0,2365	1,5	0,4956	1,5	3,6
18	1	0,2573	2,0	0,5415	2,3	8,3
19	1	0,2580	2,1	0,5439	2,3	6,4
20	1	0,2588	2,1	0,5409	2,3	5,3
21	1	0,2594	2,1	0,3842	2,1	0,4
22	1	0,2601	2,1	0,4609	2,1	2,4
23	1	0,2601	2,1	0,3847	1,9	5,0
24	1	0,2612	2,0	0,4645	1,9	1,3
25	1	0,2615	2,0	0,4556	1,9	3,9
26	1	0,2620	2,0	0,3759	1,9	3,4
27	1	0,2626	2,0	0,5343	2,2	7,7
28	1	0,2633	2,1	0,5403	2,0	1,5
29	1	0,2641	2,0	0,5453	2,1	1,1
30	1	0,2642	2,0	0,4600	2,3	9,2
31	1	0,2654	2,0	0,3897	2,1	2,7
32	1	0,2654	2,0	0,3856	1,9	0,6
33	1	0,2654	2,1	0,3781	2,1	0,7
34	1	0,2660	2,1	0,4528	2,1	0,3
35	1	0,2667	2,3	0,5439	2,3	1,0
36	1	0,2680	2,0	0,3792	2,1	2,2
37	1	0,2686	2,0	0,4639	2,1	3,3
38	1	0,2938	1,7	0,4703	1,6	4,2
39	1	0,2966	1,9	0,5681	1,9	1,0
40	1	0,2985	1,7	0,5822	2,0	8,3



Број	Тип	$m_1$ kg/s	$Q_1$ kW	$m_2$ kg/s	$Q_2$ kW	$\Delta_{st}$ %
41	1	0,2986	1,6	0,4670	1,6	3,2
42	1	0,2992	1,6	0,3876	1,6	0,8
43	1	0,2998	1,4	0,3740	1,6	5,7
44	1	0,3004	1,6	0,3743	1,6	2,1
45	1	0,3009	1,7	0,4676	1,6	3,7
46	1	0,3014	1,6	0,3685	1,7	5,2
47	1	0,3028	1,6	0,3668	1,5	2,7
48	1	0,3032	1,8	0,4709	1,8	1,0
49	1	0,3083	1,7	0,4584	1,7	2,6
50	1	0,3177	1,8	0,4163	1,9	4,0
51	1	0,3214	1,8	0,4125	1,7	4,3
52	1	0,3220	1,9	0,4137	1,7	4,7
53	1	0,3300	1,8	0,4710	1,6	7,4
54	1	0,3306	1,7	0,5518	1,9	4,4
55	1	0,3315	1,7	0,4738	1,6	6,4
56	1	0,3316	1,6	0,3913	1,5	3,7
57	1	0,3321	1,8	0,4843	1,8	0,6
58	1	0,3335	1,8	0,5480	1,6	7,2
59	1	0,3337	1,6	0,3929	1,5	4,1
60	1	0,3342	1,7	0,4624	1,9	7,9
61	1	0,3346	1,5	0,3968	1,5	1,4
62	1	0,3348	1,8	0,4791	1,8	1,2
63	1	0,3348	1,8	0,5413	1,6	10,5
64	1	0,3358	1,4	0,4054	1,4	3,9
65	1	0,3378	1,8	0,4624	1,7	0,6
66	1	0,3378	1,5	0,3973	1,3	6,7
67	1	0,3389	1,7	0,5576	1,6	4,0
68	1	0,3399	1,4	0,3896	1,6	9,0
69	1	0,3405	1,4	0,3940	1,5	5,7
70	1	0,3414	1,8	0,5380	1,8	0,3
71	1	0,3508	2,4	0,5605	2,6	6,1
72	1	0,3511	2,3	0,4741	2,4	4,0
73	1	0,3521	2,3	0,5585	2,1	7,0
74	1	0,3526	2,3	0,5613	2,1	6,1
75	1	0,3536	2,4	0,3866	2,4	2,0
76	1	0,3541	2,4	0,3899	2,3	2,8
77	1	0,3546	2,2	0,3902	2,3	4,3
78	1	0,3546	2,4	0,5580	2,3	1,8
79	1	0,3549	2,3	0,4724	2,4	1,4
80	1	0,3560	2,4	0,5583	2,3	0,9
81	1	0,3566	2,3	0,4763	2,4	3,2

Број	Тип	$m_1$ kg/s	$Q_1$ kW	$m_2$ kg/s	$Q_2$ kW	$\Delta_{st}$ %
82	1	0,3579	2,5	0,4677	2,4	3,5
83	1	0,3585	2,2	0,3913	2,5	7,8
84	1	0,3598	2,2	0,3916	2,5	6,9
85	1	0,3609	2,4	0,4769	2,6	4,7
86	1	0,3622	2,4	0,5596	2,3	1,2
87	1	0,3628	2,3	0,3877	2,4	2,6
88	1	0,3630	2,5	0,4650	2,5	0,4
89	1	0,3643	2,3	0,3891	2,3	1,2
90	2	0,2065	5,7	0,7989	6,0	4,1
91	2	0,2491	6,4	0,7407	6,5	1,1
92	2	0,2520	6,3	0,7240	6,1	2,6
93	2	0,2527	6,5	0,7490	6,6	1,8
94	2	0,2574	6,6	0,7323	6,2	4,8
95	2	0,2951	7,0	0,6906	6,4	6,4
96	2	0,2971	7,1	0,6864	6,3	7,8
97	2	0,2975	6,6	0,6113	6,4	2,3
98	2	0,2977	6,5	0,5906	6,2	3,8
99	2	0,2977	7,1	0,6990	6,2	10,1
100	2	0,2978	6,8	0,6861	6,9	1,1
101	2	0,3001	7,5	0,7101	6,9	6,6
102	2	0,3001	7,2	0,7157	6,9	3,0
103	2	0,3007	7,3	0,7129	7,2	0,6
104	2	0,3007	7,3	0,7074	6,5	7,3
105	2	0,3545	5,4	0,5120	6,2	9,6
106	2	0,3596	8,3	0,5644	7,4	8,5
107	2	0,3601	7,8	0,5674	6,9	8,4
108	2	0,3620	8,0	0,5702	7,0	9,9
109	2	0,3659	7,1	0,7307	6,1	10,2

Табела 7.5 Резултати мерења топлотних перформанси и корелисане вредности у сувим режимима

$\Delta(\Delta\alpha)$  – грешка при израчунавању коефицијента прелаза топлоте са <sup>c</sup> у експоненту су означене корелисане вредности

Број	тип	$\alpha_s^c$ W/(m <sup>2</sup> K)	$\alpha_{smeren}$ W/(m <sup>2</sup> K)	$\Delta(\Delta\alpha)$ %	Број	тип	$\alpha_s^c$ W/(m <sup>2</sup> K)	$\alpha_{smeren}$ W/(m <sup>2</sup> K)	$\Delta(\Delta\alpha)$ %
1	1	34,5	39,7	13,0	56	1	58,3	60,5	3,6
2	1	35,2	37,2	5,5	57	1	58,3	67,7	13,9
3	1	35,4	39,8	11,3	58	1	58,4	66,3	11,9
4	1	35,9	39,1	8,2	59	1	58,4	65,0	10,1
5	1	36,2	41,7	13,2	60	1	58,5	68,1	14,0
6	1	36,3	34,7	-4,7	61	1	58,5	63,8	8,2
7	1	46,7	52,7	11,4	62	1	58,6	67,7	13,5
8	1	46,9	51,5	8,9	63	1	58,6	65,6	10,7
9	1	47,1	55,2	14,7	64	1	58,6	63,2	7,2
10	1	47,1	52,8	10,8	65	1	58,9	61,8	4,8
11	1	47,1	54,9	14,1	66	1	58,9	64,6	8,8
12	1	47,5	52,7	9,9	67	1	59,0	64,8	9,0
13	1	47,6	55,6	14,5	68	1	59,1	68,2	13,4
14	1	47,9	56,3	15,0	69	1	59,1	59,6	0,8
15	1	48,0	49,9	3,8	70	1	59,2	69,2	14,4
16	1	48,0	53,9	10,9	71	1	60,6	64,5	5,9
17	1	48,1	54,2	11,2	72	1	60,7	61,0	0,5
18	1	50,9	55,9	9,0	73	1	60,8	57,7	-5,3
19	1	50,9	58,1	12,3	74	1	60,8	57,2	-6,3
20	1	51,0	56,1	9,1	75	1	60,9	67,0	9,1
21	1	51,0	59,7	14,5	76	1	61,0	66,2	7,9
22	1	51,1	58,1	12,0	77	1	61,0	61,7	1,0
23	1	51,1	58,0	11,9	78	1	61,0	60,9	-0,1
24	1	51,3	54,1	5,2	79	1	61,0	62,6	2,4
25	1	51,3	54,5	5,8	80	1	61,2	60,5	-1,0
26	1	51,3	55,3	7,2	81	1	61,2	62,5	2,1
27	1	51,5	56,6	9,1	82	1	61,3	65,1	5,8
28	1	51,5	54,2	4,9	83	1	61,4	63,8	3,7
29	1	51,6	60,4	14,5	84	1	61,5	65,6	6,2
30	1	51,6	54,2	4,7	85	1	61,6	67,5	8,7
31	1	51,7	59,7	13,4	86	1	61,8	60,9	-1,4
32	1	51,7	59,4	13,0	87	1	61,8	68,4	9,7
33	1	51,7	55,4	6,7	88	1	61,8	68,4	9,6
34	1	51,8	58,5	11,4	89	1	62,0	64,3	3,6
35	1	51,9	59,9	13,4	90	2	44,3	51,8	14,4

Број	тип	$\alpha_s^C$ W/(m <sup>2</sup> K)	$\alpha_{smeren}$ W/(m <sup>2</sup> K)	$\Delta(\Delta\alpha)$ %	Број	тип	$\alpha_s^C$ W/(m <sup>2</sup> K)	$\alpha_{smeren}$ W/(m <sup>2</sup> K)	$\Delta(\Delta\alpha)$ %
36	1	52,0	58,1	10,5	91	2	49,3	52,7	6,4
37	1	52,1	58,2	10,4	92	2	49,6	50,8	2,2
38	1	54,5	61,2	10,9	93	2	49,8	54,0	7,9
39	1	54,8	62,2	11,8	94	2	50,3	53,0	5,2
40	1	55,0	58,4	6,0	95	2	54,3	58,4	7,1
41	1	55,0	60,5	9,1	96	2	54,5	59,9	9,1
42	1	55,0	61,8	11,0	97	2	54,5	55,2	1,2
43	1	55,1	59,9	8,0	98	2	54,5	64,0	14,8
44	1	55,2	60,9	9,4	99	2	54,6	62,6	12,9
45	1	55,2	59,2	6,7	100	2	54,6	54,9	0,6
46	1	55,3	64,1	13,7	101	2	54,8	58,1	5,7
47	1	55,4	60,7	8,7	102	2	54,8	57,8	5,1
48	1	55,4	65,4	15,2	103	2	54,9	59,0	6,9
49	1	56,0	64,1	12,7	104	2	54,9	56,9	3,4
50	1	57,3	65,3	12,2	105	2	59,9	62,4	4,0
51	1	57,7	53,6	-7,6	106	2	60,7	71,6	15,2
52	1	57,8	52,4	-10,3	107	2	60,7	67,6	10,2
53	1	58,1	62,5	7,0	108	2	60,9	67,7	10,1
54	1	58,2	68,5	15,1	109	2	61,1	54,7	-11,8
55	1	58,2	67,9	14,2					

## 7.2 РЕЗУЛТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТА – РЕЖИМИ СА КОНДЕНЗАЦИЈОМ ПАРЕ

Табела 7.6 Резултати мерења пада притиска у режимима са кондензацијом

Број	тип	$V_1$ m <sup>3</sup> /s	$V_1$ m <sup>3</sup> /h	$\Delta p_{mHL}$ Pa	Број -	тип -	$V_1$ m <sup>3</sup> /s	$V_1$ m <sup>3</sup> /h	$\Delta p_{mHL}$ Pa
1	1	0,2049	737,8	13,0	131	2	0,2205	793,8	35,5
2	1	0,1999	719,5	13,0	132	2	0,2223	800,4	36,5
3	1	0,1989	716,0	13,0	133	2	0,2280	820,7	37,5
4	1	0,1974	710,6	13,0	134	2	0,2278	820,0	37,5
5	1	0,1962	706,5	13,0	135	2	0,2266	815,9	37,5
6	1	0,1902	684,6	13,0	136	2	0,2309	831,3	38
7	1	0,2030	730,8	13,5	137	2	0,2241	806,9	38
8	1	0,2023	728,4	13,5	138	2	0,2328	838,2	38,5
9	1	0,2016	725,7	13,5	139	2	0,2276	819,4	38,5
10	1	0,1994	717,8	13,5	140	2	0,2355	848,0	39,5
11	1	0,1946	700,5	13,5	141	2	0,2207	794,6	39,5
12	1	0,1926	693,5	13,5	142	2	0,2096	754,7	41
13	1	0,1916	689,9	13,5	143	2	0,2524	908,6	55
14	1	0,1869	673,0	13,5	144	2	0,2713	976,9	58,5
15	1	0,1828	658,2	13,5	145	2	0,2649	953,7	58,5
16	1	0,2000	720,1	14,0	146	2	0,2593	933,5	58,5
17	1	0,1963	706,7	14,0	147	2	0,2699	971,8	59
18	1	0,2192	789,3	19,5	148	2	0,2642	951,0	59
19	1	0,2145	772,2	19,5	149	2	0,2718	978,3	59,5
20	1	0,1974	710,8	19,5	150	2	0,2711	976,1	59,5
21	1	0,1955	704,0	19,5	151	2	0,2706	974,0	59,5
22	1	0,2127	765,8	20,0	152	2	0,2692	969,3	59,5
23	1	0,2126	765,4	20,0	153	2	0,2645	952,1	59,5
24	1	0,2057	740,6	20,0	154	2	0,2702	972,8	60
25	1	0,1990	716,5	20,0	155	2	0,2654	955,5	60,5
26	1	0,2177	783,7	20,5	156	2	0,2397	863,1	60,5
27	1	0,2157	776,4	20,5	157	2	0,2662	958,2	61
28	1	0,2077	747,8	20,5	158	2	0,2685	966,7	61,5
29	1	0,2038	733,7	20,5	159	2	0,2676	963,5	61,5
30	1	0,2022	728,0	20,5	160	2	0,2649	953,8	61,5
31	1	0,2016	725,6	20,5	161	2	0,2659	957,2	61,5
32	1	0,1982	713,6	20,5	162	2	0,2659	957,2	62,5
33	1	0,2162	778,1	21,0	163	2	0,2631	947,0	62,5
34	1	0,2117	762,3	21,0	164	2	0,2645	952,4	62,5
35	1	0,2075	747,0	21,0	165	2	0,2517	906,2	62,5
36	1	0,2057	740,5	21,0	166	2	0,2644	951,9	63

Број	тип	$V_I$ m <sup>3</sup> /s	$V_I$ m <sup>3</sup> /h	$\Delta p_{mHL}$ Pa	Број	тип	$V_I$ m <sup>3</sup> /s	$V_I$ m <sup>3</sup> /h	$\Delta p_{mHL}$ Pa
37	1	0,2001	720,4	21,5	167	2	0,2659	957,2	63
38	1	0,1981	713,1	21,5	168	2	0,2624	944,8	63
39	1	0,2444	879,7	24,0	169	2	0,2586	930,9	63
40	1	0,2618	942,3	24,5	170	2	0,2664	959,0	63,5
41	1	0,2559	921,2	24,5	171	2	0,2662	958,4	63,5
42	1	0,2549	917,6	24,5	172	2	0,2569	925,0	63,5
43	1	0,2536	913,0	24,5	173	2	0,2503	901,0	63,5
44	1	0,2514	904,9	24,5	174	2	0,2694	970,0	64
45	1	0,2508	902,9	24,5	175	2	0,2638	949,5	64
46	1	0,2498	899,2	24,5	176	2	0,2600	935,8	64
47	1	0,2493	897,6	24,5	177	2	0,2613	940,5	64
48	1	0,2487	895,5	24,5	178	2	0,2678	964,0	64,5
49	1	0,2478	892,1	24,5	179	2	0,2661	958,0	64,5
50	1	0,2605	937,9	25,0	180	2	0,2664	959,0	64,5
51	1	0,2589	932,2	25,0	181	2	0,2584	930,1	64,5
52	1	0,2570	925,3	25,0	182	2	0,2703	973,0	65,5
53	1	0,2570	925,2	25,0	183	2	0,2638	949,7	65,5
54	1	0,2505	902,0	25,0	184	2	0,2599	935,5	65,5
55	1	0,2462	886,4	25,0	185	2	0,2733	984,0	66
56	1	0,2456	884,1	25,0	186	2	0,2643	951,6	66
57	1	0,2439	878,1	25,0	187	2	0,2625	945,0	66
58	1	0,2551	918,2	25,5	188	2	0,2746	988,4	66,5
59	1	0,2547	916,9	25,5	189	2	0,2744	988,0	66,5
60	1	0,2548	917,5	25,5	190	2	0,2747	989,1	68
61	1	0,2521	907,5	25,5	191	2	0,2760	993,6	68,5
62	1	0,2510	903,6	25,5	192	2	0,2716	977,6	68,5
63	1	0,2478	892,0	25,5	193	2	0,2697	971,0	68,5
64	1	0,2745	988,1	32,5	194	2	0,2698	971,3	69
65	1	0,2783	1001,7	33,5	195	2	0,2672	961,9	69,5
66	1	0,2780	1000,6	33,5	196	2	0,2665	959,3	69,5
67	1	0,2764	995,2	33,5	197	2	0,2619	942,9	69,5
68	1	0,2756	992,2	33,5	198	2	0,2699	971,5	70
69	1	0,2686	966,9	33,5	199	2	0,2634	948,1	70
70	1	0,2819	1014,8	34,0	200	2	0,2618	942,4	70
71	1	0,2736	985,0	34,0	201	2	0,2678	963,9	70,5
72	1	0,2841	1022,8	34,5	202	2	0,2644	951,8	70,5
73	1	0,2831	1019,2	34,5	203	2	0,2739	986,1	71
74	1	0,2846	1024,7	35,0	204	2	0,2639	950,2	71
75	1	0,2817	1014,1	35,0	205	2	0,2891	1040,8	78
76	1	0,2771	997,7	35,0	206	2	0,2917	1050,2	78,5
77	1	0,2870	1033,2	35,5	207	2	0,2900	1043,9	78,5

Број	тип	$V_I$ m <sup>3</sup> /s	$V_I$ m <sup>3</sup> /h	$\Delta p_{mHL}$ Pa	Број -	тип -	$V_I$ m <sup>3</sup> /s	$V_I$ m <sup>3</sup> /h	$\Delta p_{mHL}$ Pa
78	1	0,2862	1030,2	35,5	208	2	0,2874	1034,7	78,5
79	1	0,2812	1012,4	35,5	209	2	0,2921	1051,7	79
80	1	0,2812	1012,3	35,5	210	2	0,2906	1046,1	79
81	1	0,2794	1005,7	35,5	211	2	0,2899	1043,7	79
82	1	0,2842	1023,1	36,0	212	2	0,2896	1042,6	79,5
83	1	0,2907	1046,5	36,5	213	2	0,2876	1035,4	79,5
84	1	0,2897	1042,9	36,5	214	2	0,2910	1047,7	80
85	1	0,2856	1028,0	36,5	215	2	0,2965	1067,4	83,5
86	1	0,2847	1025,0	36,5	216	2	0,3143	1131,5	84
87	1	0,2831	1019,2	37,0	217	2	0,2969	1068,8	84
88	1	0,2873	1034,2	37,5	218	2	0,2930	1054,7	84
89	1	0,2847	1024,8	37,5	219	2	0,3158	1136,8	84,5
90	1	0,2841	1022,7	37,5	220	2	0,3078	1108,2	84,5
91	1	0,2806	1010,0	37,5	221	2	0,3018	1086,5	84,5
92	1	0,2791	1004,7	37,5	222	2	0,2975	1071,0	84,5
93	1	0,2867	1032,1	38,5	223	2	0,2971	1069,7	84,5
94	1	0,2853	1027,2	38,5	224	2	0,2968	1068,5	84,5
95	1	0,2826	1017,2	38,5	225	2	0,2924	1052,8	84,5
96	1	0,2814	1012,9	38,5	226	2	0,2988	1075,7	85,5
97	1	0,2869	1032,7	39,0	227	2	0,2679	964,4	85,5
98	1	0,3217	1158,0	46,0	228	2	0,3171	1141,6	86
99	1	0,3259	1173,3	46,5	229	2	0,3157	1136,6	86
100	1	0,3214	1157,1	46,5	230	2	0,3127	1125,7	86
101	1	0,3274	1178,6	47,0	231	2	0,3119	1122,7	86
102	1	0,3251	1170,4	47,0	232	2	0,2971	1069,4	86
103	1	0,3164	1139,2	47,0	233	2	0,3172	1142,0	86,5
104	1	0,3296	1186,7	47,2	234	2	0,3166	1139,8	86,5
105	1	0,3304	1189,3	47,5	235	2	0,3164	1138,9	86,5
106	1	0,3260	1173,7	47,5	236	2	0,3153	1134,9	86,5
107	1	0,3248	1169,3	47,5	237	2	0,3146	1132,5	86,5
108	1	0,3235	1164,5	47,5	238	2	0,3142	1131,2	86,5
109	1	0,3232	1163,5	47,5	239	2	0,3130	1126,9	86,5
110	1	0,3225	1161,1	47,5	240	2	0,3128	1126,1	86,5
111	1	0,3225	1160,8	47,5	241	2	0,3122	1124,1	86,5
112	1	0,3199	1151,6	47,5	242	2	0,3120	1123,3	86,5
113	1	0,3144	1132,0	47,5	243	2	0,3117	1122,2	86,5
114	1	0,3246	1168,4	48,0	244	2	0,3116	1121,8	86,5
115	1	0,3236	1164,9	48,0	245	2	0,3108	1119,0	86,5
116	1	0,3235	1164,5	48,0	246	2	0,3097	1114,9	86,5
117	1	0,3223	1160,3	48,0	247	2	0,3064	1103,1	86,5
118	1	0,3214	1157,0	48,0	248	2	0,3054	1099,4	86,5

Број	тип	$V_I$ m <sup>3</sup> /s	$V_I$ m <sup>3</sup> /h	$\Delta p_{mHL}$ Pa	Број -	тип -	$V_I$ m <sup>3</sup> /s	$V_I$ m <sup>3</sup> /h	$\Delta p_{mHL}$ Pa
119	1	0,3198	1151,4	48,0	249	2	0,3176	1143,3	87
120	1	0,3135	1128,6	48,0	250	2	0,3159	1137,4	87
121	1	0,3266	1175,6	48,5	251	2	0,3144	1131,7	87
122	1	0,3255	1171,9	48,5	252	2	0,3140	1130,5	87
123	1	0,3210	1155,6	48,5	253	2	0,3117	1122,2	87
124	1	0,3207	1154,6	48,5	254	2	0,3113	1120,8	87
125	1	0,3153	1135,1	49,0	255	2	0,2954	1063,5	87
126	2	0,1921	691,6	28	256	2	0,3144	1131,7	87,5
127	2	0,1915	689,3	28,5	257	2	0,3124	1124,5	87,5
128	2	0,1923	692,1	30	258	2	0,3036	1093,1	87,5
129	2	0,1925	692,9	31	259	2	0,3097	1114,9	88
130	2	0,2210	795,8	35,5					



Табела 7.7 Резултати мерења топлотних перформанси у режимима са кондензацијом

Број	тип	$\Delta p_1$ Pa	$t_{1p}^s$ °C	$\phi_{1p}$ %	$t_{1k}^s$ °C	$\phi_{1k}$ %	$V_2$ l/h	$t_{2p}$ °C	$t_{2k}$ °C	$\Delta t_2$ °C	$m_{kond}$ kg/h	$t_{kond}$ °C
1	1	60,5	31,3	35,3	10,7	82,1	1755	3,3	5	1,6	1,65	15,3
2	1	63	31,4	36,2	10,7	80	1818	2,9	4,6	1,7	1,65	15,3
3	1	66	31,3	38	10,7	81,3	1748	3,1	4,8	1,7	1,65	14,6
4	1	68,5	30,2	40,2	11,3	82,8	1450	3,3	5,3	2	1,56	14,9
5	1	70,5	31	36,5	10,6	81,9	1760	3,3	4,9	1,6	1,65	15,6
6	1	71,5	30,2	43,5	10,8	84	1514	3,4	5,4	2	1,56	14,9
7	1	74	29,3	43,9	10,7	83,8	1446	3,4	5,5	2,1	1,464	15,5
8	1	75	30,5	41,2	11,1	79,9	1769	3,4	5,2	1,8	1,788	14,4
9	1	75,5	29,7	42,3	10,9	83,6	1441	3,6	5,5	2	1,464	15,6
10	1	78	29,5	45,5	10,9	83,7	1396	3,7	6	2,4	1,464	16,1
11	1	78,5	30,5	40,1	11,8	82,9	1650	3,7	5,4	1,7	1,56	14,7
12	1	81	30,2	41,1	10,8	82,5	1504	3,1	5,4	2,3	1,56	14,7
13	1	219	31,5	36,7	16,2	72	1393	4,4	7	2,6	0,996	20,2
14	1	229	31,4	35	16,1	72,8	1365	3,8	6,4	2,6	0,996	19,9
15	1	237	31,2	34,9	16,1	72,1	1414	4,4	7	2,6	0,996	20,7
16	1	239	33,3	30,7	15,9	68,4	2017	3,3	5,7	2,4	1,24	16,8
17	1	243	33,7	31,7	16	69,2	1824	2,2	4,9	2,6	2,01	33,7
18	1	247	32,7	33,1	17	69,1	2028	6	7,9	1,9	1,24	16,3
19	1	252	31,9	44,1	17	73,9	1583	3,7	6,7	3	2,78	8,9
20	1	252	33,9	31,6	16,2	69,8	1784	3,4	5,7	2,3	1,89	33,9
21	1	252	32	32	15,5	69,8	1295	3	5,9	3	1,38	17,1
22	1	255	33,7	31,9	15,8	69,3	1783	2,4	4,9	2,4	1,89	33,8
23	1	257	31,9	40	16,6	72,1	1612	3,3	6,2	2,9	2,745	8,4
24	1	257	32,4	39,6	16,6	73,2	1918	3,3	5,7	2,4	3,24	7,4
25	1	259	31,8	40,5	16,8	73,2	1649	3,3	6,3	3	2,745	8,4
26	1	259	32,9	31,3	16	69	2023	3,9	6,1	2,2	1,24	16,9
27	1	259	33,8	31,1	15,9	69	1833	2,3	4,8	2,5	2,01	33,7
28	1	261	32	43,3	17,2	74,4	1590	3,7	6,6	2,9	2,78	9,1
29	1	261	32,7	32,1	16,5	68,2	1972	4,5	6,9	2,4	1,24	15,9
30	1	261	32,2	33,5	16,1	71	1257	3,6	6,7	3,1	1,38	18,7
31	1	262	32,6	39,4	16,6	71,8	1941	3,1	5,6	2,5	3,24	7,4
32	1	266	32,6	40,2	16,7	72,5	1940	3,5	6	2,4	3,18	7,8
33	1	266	33,8	31,7	16,1	68,9	1791	2,9	5,4	2,5	1,89	33,8
34	1	268	32,4	40,5	16,5	72,6	1934	3,6	6	2,5	3,24	8,2
35	1	268	32,9	32,7	15,5	69,2	1973	2,7	5,3	2,4	2,124	14,9
36	1	268	33,8	31,3	15,8	69,1	1778	2,7	5,1	2,5	1,89	33,8
37	1	272	32,6	39,1	16,8	72,4	1924	3,7	6,1	2,4	3,18	7,9
38	1	273	33,8	31,5	15,4	70,7	2015	2,3	4,9	2,6	2,124	14,6

Број	тип	$\Delta p_1$ Pa	$t_{1p}^s$ °C	$\phi_{1p}$ %	$t_{1k}^s$ °C	$\phi_{1k}$ %	$V_2$ l/h	$t_{2p}$ °C	$t_{2k}$ °C	$\Delta t_2$ °C	$m_{kond}$ kg/h	$t_{kond}$ °C
39	1	277	32,6	39,8	16,8	73,7	1932	3,3	5,7	2,5	3,24	7,6
40	1	279	31,8	42,2	16,9	72,9	1579	4,1	6,9	2,8	2,78	9,4
41	1	282	32,6	40,7	16,8	75,1	1930	3,7	6,2	2,5	3,18	8,7
42	1	284	32,3	40	17	73,3	1629	3,4	6,2	2,8	2,745	8,7
43	1	296	31,4	39,9	17,8	72,4	1333	6,3	9	2,9	1,95	11,4
44	1	298	32	40,7	18,4	72,5	1353	6,5	9,5	3	1,95	11,9
45	1	298	32,2	40,7	16,9	73,1	1621	3,4	6,3	3	2,745	8,4
46	1	303	32,2	40,3	18,8	72,6	1359	6,3	9,1	2,8	1,71	12
47	1	307	32,9	38,9	18,2	71,5	1317	4,9	8	3,1	2,38	9,4
48	1	307	31,6	39	17,9	71,7	1357	6	9,1	3	1,95	11,9
49	1	312	32,3	41,4	18,5	72	1348	6,1	9,1	3	1,71	12,2
50	1	317	31,8	39,9	18,3	72,2	1366	6,3	9,2	2,8	1,95	11,3
51	1	389	33,8	32,6	17,3	67,5	2106	2,8	5,4	2,6	2,655	14
52	1	391	33,6	33,6	17,3	68,3	1880	2,4	5,3	2,9	2,484	14
53	1	395	33,5	34	17,6	67,9	1822	2,8	6,2	3,4	2,34	15,5
54	1	397	33,7	32	17,2	67	1888	2,5	5,1	2,6	2,484	13,9
55	1	402	33,6	33,9	17,4	68,1	2103	3	5,5	2,5	2,655	14,3
56	1	402	33,6	31,8	17,6	66,6	1752	2,8	6	3,2	2,18	14,9
57	1	405	33,6	32,6	17,6	67,6	1734	2,7	5,7	3	2,13	15,5
58	1	407	33,5	33,5	18,2	67,7	2117	5,3	7,5	2,3	2,07	15,9
59	1	409	33,4	34,7	18	68,3	1417	2,6	6,2	3,6	2,34	15,2
60	1	411	33,6	34,1	17,9	68,1	2097	4,5	6,8	2,3	2,07	15,8
61	1	412	33,7	33,6	17,5	68,2	1840	2,8	5,9	3	2,34	14,7
62	1	412	33,9	33,7	17,7	70,1	2129	2,5	5,4	2,8	2,655	13,8
63	1	414	33,5	32,5	17,2	67,8	2035	2,6	5,1	2,6	2,484	13,9
64	1	416	33,7	31,8	17,7	66,5	1804	2,8	6	3,1	2,13	15,6
65	1	421	33,7	32,9	17,8	67,4	1712	2,7	6	3,4	2,18	14,8
66	1	425	33,5	32,7	17,1	67,8	2040	2,7	5,3	2,6	2,484	13,9
67	1	425	33,7	32,1	17,9	67,9	1771	3,3	6,2	3	2,13	16
68	1	425	33,8	32,6	18	67,1	1463	2,7	6,3	3,6	1,82	16
69	1	426	33,5	32,9	17,7	67,6	1812	2,7	6	3,3	2,18	15,1
70	1	428	34	31,7	18,1	66,4	1505	2,7	6,2	3,5	1,9	15,4
71	1	432	34	31,6	18,1	66,4	1490	2,9	6,3	3,4	1,82	15,7
72	1	432	33,8	33,2	18,1	67,4	1502	2,8	6,2	3,4	1,9	15,5
73	1	439	33,6	34,4	17,8	68,4	2212	4	6,6	2,6	2,07	15,2
74	1	444	33,9	31,6	18,1	66,4	1524	2,7	6,4	3,7	1,9	15,3
75	1	448	33,9	31,8	18	65,8	1526	3,1	6,6	3,5	1,82	15,3
76	1	472	34,1	38,8	19,5	70,2	2328	4,8	7,7	2,9	3,165	16,7
77	1	490	34,1	38	19,4	69,7	2468	5	7,8	2,7	3,165	17,1
78	1	494	33,5	41,2	19,2	71,5	2198	4,6	7,5	3	3,45	16,5
79	1	497	34,1	38,5	19,4	70,2	2447	5,1	8	2,9	3,165	16,6

Број	тип	$\Delta p_1$ Pa	$t_{1p}^s$ °C	$\phi_{1p}$ %	$t_{1k}^s$ °C	$\phi_{1k}$ %	$V_2$ l/h	$t_{2p}$ °C	$t_{2k}$ °C	$\Delta t_2$ °C	$m_{kond}$ kg/h	$t_{kond}$ °C
80	1	501	33,5	42,7	19,2	72,2	2175	4,5	7,5	2,9	3,45	16,5
81	1	503	33,9	39	19,4	70,5	2082	5,4	8,2	2,9	3,324	17,1
82	1	506	34	38,6	19,3	70,6	2185	4,5	7,5	3	3,45	16,5
83	1	507	33,9	41,5	19,5	71,8	2381	5	7,9	3,1	3,708	16,9
84	1	512	32,8	39,6	19	71,1	1690	4,4	7,8	3,6	2,48	16,4
85	1	513	33,1	42,6	19,3	72,8	1844	4,8	8,2	3,4	3,48	17,1
86	1	518	32,6	40,2	18,8	70,6	1620	4,3	8	3,7	2,48	16,5
87	1	518	33,7	40,6	19,6	72	2121	5,4	8,5	3,1	3,324	17,3
88	1	519	33,4	41,8	19,2	71,2	1882	4,5	7,8	3,2	3,396	16,7
89	1	520	33,9	39,9	19,6	71,2	2368	4,9	7,9	3	3,708	16,3
90	1	521	32,7	38,8	19,2	71,2	1471	4,3	7,9	3,6	2,48	16,3
91	1	522	32,6	43,8	19,1	73,7	1851	4,8	8,2	3,3	3,48	17
92	1	524	33,3	40,5	19,8	71,1	1549	4,7	8,4	3,7	2,955	16,3
93	1	526	33,3	41,8	19,3	72,1	1904	4,6	8	3,3	3,396	16,8
94	1	527	32,4	38,1	19	69,2	1432	3,6	7,2	3,6	2,448	14
95	1	529	33,8	40,6	19,7	71,4	2136	5,4	8,5	3,1	3,324	16,8
96	1	530	33,2	43	19,7	72,6	1622	4,6	8,5	3,9	2,955	17,1
97	1	531	32,7	42,6	19	72,7	1818	4,7	8,1	3,4	3,48	17,1
98	1	531	33,8	39,9	19,6	70,9	1889	4,9	8,1	3,4	3,396	16,8
99	1	533	32,4	38	18,7	68,8	1411	3,4	7,2	3,6	2,448	13,8
100	1	533	32,3	36,3	18,7	67,8	1396	3,8	7,7	3,9	2,448	13,8
101	1	535	33	38,7	19,1	70,1	1680	4,2	7,7	3,4	2,48	16,5
102	1	536	32,4	38,3	18,8	68,7	1412	3,4	7,3	3,7	2,448	13,7
103	1	536	34,1	39,1	19,7	70,1	2157	5,4	8,3	2,9	3,396	16,7
104	1	540	33,2	41,2	19,4	72,7	1656	4,6	8,5	3,8	2,955	16,7
105	1	540	33,5	40,5	19,7	72,2	1892	4,7	8,1	3,4	3,396	16,6
106	1	541	32,8	38,3	18,9	69,9	1646	4,3	7,9	3,6	2,48	16,3
107	1	543	32,2	37,2	18,6	69,5	1394	3,6	7,1	3,5	2,1	13
108	1	552	32,2	36,9	18,6	68,1	1395	3,8	7,3	3,5	2,1	12,7
109	1	556	32,2	35,8	18,4	67,9	1402	4,1	7,5	3,5	2,1	13,4
110	1	652	31,7	41,9	20,2	70,6	1298	6,6	10,4	3,6	1,605	16,3
111	1	656	31,9	40,1	20,2	69,9	1285	6,7	10,4	3,5	1,605	15,5
112	1	659	31,7	39,3	18,9	68,8	1583	4,6	8	3,4	2,25	13,5
113	1	662	32,5	37,5	19	67,9	2184	4,4	7,1	2,7	2,7	13,2
114	1	678	31,9	40	19,4	69,9	1549	4,9	8,3	3,4	2,25	13,2
115	1	678	31,9	39,6	18,9	69,1	1894	4,7	7,8	3,1	2,688	13,3
116	1	680	32,5	37,3	18,8	67,7	2160	3,8	6,7	2,8	2,895	12,3
117	1	683	31,9	39,3	19,2	69,5	1556	4,4	7,9	3,5	2,25	13
118	1	683	32,4	38,5	18,9	68	2177	4,5	7,1	2,6	2,7	12,5
119	1	685	31,6	38,6	18,7	68,7	1880	4,4	7,5	2,8	2,625	12,7
120	1	686	31,8	38,7	18,7	68,2	1927	4,8	7,7	2,9	2,688	13,5

Број	тип	$\Delta p_1$ Pa	$t_{1p}^s$ °C	$\phi_{1p}$ %	$t_{1k}^s$ °C	$\phi_{1k}$ %	$V_2$ l/h	$t_{2p}$ °C	$t_{2k}$ °C	$\Delta t_2$ °C	$m_{kond}$ kg/h	$t_{kond}$ °C
121	1	689	31,9	40,9	20,1	69,9	1277	6,4	10,1	3,7	1,728	15,9
122	1	689	31,6	38,9	19,1	69,7	1561	4,6	7,9	3,3	2,325	13,1
123	1	689	32	40	19,4	70,4	1878	4,9	7,9	2,9	2,688	13
124	1	692	32,6	39,7	18,8	69,2	2170	3,7	6,6	2,9	2,895	12,3
125	1	693	31,6	40,9	20,2	70,4	1286	7	10,5	3,5	1,605	15,9
126	1	693	32,3	38,3	19	68,7	1895	4,4	7,6	2,9	2,625	12,9
127	1	694	31,7	38,3	19,1	68,4	1551	5,3	8,7	3,4	2,25	13,3
128	1	698	31,8	41,8	20,5	70,8	1285	6,7	10,3	3,8	1,728	15,9
129	1	699	32,6	37,5	19,2	68,9	2165	4,3	7,1	2,8	2,7	13,1
130	1	700	31,6	38,5	19,2	69,4	1579	5	8,3	3,3	2,325	13
131	1	701	32,5	37,2	18,9	67,5	2169	4	7	3	2,895	12,7
132	1	704	31,8	37,6	19,2	68,3	1874	5,3	8,3	3	2,688	13
133	1	705	32	41,1	20,3	70,8	1249	6,2	9,9	3,7	1,728	15,2
134	1	707	31,7	39,7	19,1	69,1	1903	5	7,9	2,9	2,625	13,5
135	1	711	31,7	38,4	19,2	69,1	1585	4,9	8,1	3,2	2,325	13
136	1	720	32,1	40	20,4	70,1	1286	6,6	10,4	3,8	1,728	15,2
137	1	722	32,2	37,2	18,7	67	2171	4,8	7,5	2,7	2,7	12,4
138	2	63	37,3	27,4	7,8	90,5	2274	3,8	5,7	1,9	2,160	11,8
139	2	65	37,1	26,7	8,5	91,1	2130	4,8	6,6	1,8	2,160	14,1
140	2	77,5	37,6	26,6	8,8	90	2276	5,1	7	1,8	1,940	12,7
141	2	80	37,2	27	10,1	90,2	1830	5,6	8	2,5	1,752	12,2
142	2	80	38,3	26	9,2	90,4	1840	4,9	7,3	2,4	2,154	12,7
143	2	80,5	37,5	28,5	10	91,3	1553	5,6	8,4	3	1,752	11,7
144	2	81,5	38,1	25	9,2	89,9	1910	5,1	7,5	2,5	1,800	13,4
145	2	82	37,5	25,5	7,4	90,8	2269	3,2	5,3	2,1	2,160	11,8
146	2	82	37,2	27,2	7,7	91,4	2286	3,8	5,5	1,9	2,160	11,3
147	2	82,5	38,4	24,5	9,5	90,2	1207	3,8	7,5	3,7	1,758	14,4
148	2	82,5	36,6	30,8	9,4	90,9	1749	5,2	8,2	2,9	1,900	13,3
149	2	82,5	38,4	25,4	8,7	89,1	1960	4	6,5	2,5	2,154	12,0
150	2	82,5	36,7	28,1	9,2	90,7	2143	5,5	7,3	1,8	2,160	13,5
151	2	83	37,9	25,1	9,2	90,7	1750	4,6	7,6	3	1,800	13,1
152	2	83,5	37,3	27,3	8,9	89,4	2285	5,1	7	1,9	1,940	13,1
153	2	84	37,4	27,8	8	91,8	2267	3,7	5,7	2,1	1,940	12,1
154	2	84,5	38,7	23,7	9,8	89,7	1197	4,5	7,9	3,4	1,758	14,3
155	2	84,5	37,3	27	9,7	89,9	1676	5,2	8,1	2,9	1,752	12,4
156	2	84,5	37,8	26,1	9,1	90,5	2277	5,2	7,2	1,9	1,940	12,8
157	2	84,5	37,7	26,3	8	90,4	2251	4	6,1	2,1	1,940	12,6
158	2	85	37,7	27,2	8,5	91,5	1851	3,9	6,7	2,8	1,800	13,1
159	2	85,5	39,2	24	10,2	90,4	1228	4,7	8	3,3	1,788	15,8
160	2	85,5	37,5	28,8	9,9	90,7	1603	5,4	8,6	3,2	1,900	14,7
161	2	85,5	37,8	26,3	8,5	90,5	1811	3,9	6,7	2,8	1,800	13,1

Број	тип	$\Delta p_1$ Pa	$t_{1p}^s$ °C	$\phi_{1p}$ %	$t_{1k}^s$ °C	$\phi_{1k}$ %	$V_2$ l/h	$t_{2p}$ °C	$t_{2k}$ °C	$\Delta t_2$ °C	$m_{kond}$ kg/h	$t_{kond}$ °C
162	2	86	39	24,5	10,8	89,3	1220	4,7	8,3	3,6	1,758	14,7
163	2	86	36,9	27,1	9,7	90,1	1696	5,6	8,2	2,6	1,812	12,1
164	2	86	38,1	25,5	8,6	90,6	1860	4,1	6,8	2,6	1,800	12,4
165	2	86,5	38,5	25,4	10,1	90,1	1210	4,6	8	3,4	1,758	14,5
166	2	87	38,4	25,8	8,6	90,7	1977	4,2	6,7	2,5	2,154	11,9
167	2	87	37,6	27,6	8,2	91,8	2281	4,2	6	1,9	1,940	12,0
168	2	87,5	38,7	24,6	10,9	90,5	1225	4,8	8,3	3,4	1,788	15,4
169	2	88	38,3	25,2	8,8	89,4	1903	4,7	7	2,3	2,154	12,0
170	2	88,5	38,5	25,9	10	90,3	1206	4,6	8,1	3,4	1,758	14,5
171	2	88,5	37,3	26,8	10	90,5	1543	5,7	8,5	2,8	1,812	12,0
172	2	89	37,8	26,5	9,5	90,2	1680	5,3	8,1	2,8	1,752	12,8
173	2	89,5	38,6	26,4	8,7	90,4	1995	4,3	6,8	2,4	2,154	12,2
174	2	90	37,7	26,6	9,9	89,5	1743	5,6	8,1	2,5	1,812	11,9
175	2	92	38,8	25,5	10,2	90,1	1222	4,8	8,3	3,4	1,788	15,2
176	2	93	37,2	27,7	9,7	90,9	1505	5,4	8,3	2,9	1,752	12,2
177	2	199	37,9	21,8	11,6	85,4	1680	4,6	7,7	3	1,212	13,8
178	2	202	38,6	17,8	11,1	83,2	2316	5,4	7,5	2,2	0,330	16,0
179	2	203	38,3	21,6	11,4	83,9	2494	5,5	7,9	2,4	1,128	14,7
180	2	204	38,4	21,2	11,6	85	2499	5,7	8	2,4	1,128	14,7
181	2	205	37,7	22,2	11,8	85,4	1665	5	8,1	3,1	1,212	13,7
182	2	205	38,9	18,3	11,2	83,1	2296	5,4	7,6	2,2	0,470	16,1
183	2	205	38,7	17,5	11	82,6	2312	5,4	7,5	2,1	0,330	16,0
184	2	205	38,3	19,7	11,8	83,5	2470	6,3	8,5	2,2	0,590	14,9
185	2	206	38,5	19,7	11,3	83,6	2477	5,5	7,9	2,3	0,590	15,1
186	2	207	38,3	20,6	11,5	84,2	2466	5,8	8,1	2,3	0,950	14,8
187	2	207	38,2	22	11,7	85,7	2489	5,5	8	2,4	1,128	14,6
188	2	208	37,8	22	11,7	84,9	1813	5,3	8,2	2,9	1,280	14,6
189	2	208	38,3	20,2	11,4	84,6	2474	5,4	7,9	2,5	0,590	15,0
190	2	209	37,6	21,2	11,8	84,7	1770	5,1	8,3	3,1	1,212	14,2
191	2	209	39,2	18	12,1	82,9	2230	6,4	8,6	2,2	0,295	16,2
192	2	210	38,8	18,8	11,2	82,8	2296	5,5	7,7	2,2	0,470	15,9
193	2	211	39,1	18,3	11,8	82,8	2271	6	8,2	2,2	0,295	16,0
194	2	211	38,4	20,7	11,5	84,8	2475	5,7	8	2,4	0,950	15,0
195	2	212	37,9	22,2	12	84,9	1826	5,5	8,6	3,1	1,280	15,3
196	2	213	38	22	12,3	85,3	1792	5,8	8,8	3,1	1,280	15,3
197	2	213	38,4	21,4	11,7	84,6	2478	5,8	8,2	2,2	0,950	14,9
198	2	214	38,9	18,3	11,1	82,9	2310	5,2	7,5	2,4	0,470	16,0
199	2	216	38,5	18,5	11,6	83,3	2313	5,8	8,1	2,2	0,470	15,8
200	2	218	39	17,8	11,8	82,1	2276	6,2	8,6	2,3	0,295	15,9
201	2	219	38,7	18,2	11,5	83	2297	5,7	8	2,3	0,470	15,9
202	2	220	39,1	18,4	11,8	83,1	2242	6,2	8,3	2,1	0,295	16,1

Број	тип	$\Delta p_1$ Pa	$t_{1p}^s$ °C	$\phi_{1p}$ %	$t_{1k}^s$ °C	$\phi_{1k}$ %	$V_2$ l/h	$t_{2p}$ °C	$t_{2k}$ °C	$\Delta t_2$ °C	$m_{kond}$ kg/h	$t_{kond}$ °C
203	2	220	39	18,7	11,6	82,6	2297	5,9	8,2	2,3	0,295	15,8
204	2	220	38,6	17,6	11	82,4	2313	5,4	7,7	2,2	0,330	15,9
205	2	235	38,6	26,6	12,5	86,7	1220	3,7	8,5	4,8	2,154	13,0
206	2	236	38,7	24,1	12,9	85,5	1205	4,5	9,2	4,8	1,800	13,5
207	2	237	38,9	23,9	12,5	86	1207	3,9	8,8	4,7	1,800	13,5
208	2	237	38	24	11,9	86	1211	3,4	8,3	4,9	2,154	13,1
209	2	238	38,7	24,6	12,8	85,7	1203	4,1	8,8	4,7	1,800	13,1
210	2	238	37,9	25,3	12,1	86,6	1207	3,6	8,3	4,7	2,154	13,0
211	2	286	35,7	43,2	16,4	90	1335	8,5	12,9	4,4	4,770	17,7
212	2	318	34,7	44,7	16,5	90,6	1334	8,8	13	4,3	4,944	17,4
213	2	320	33,7	30,7	13,2	85,2	1490	5,7	9,6	3,9	1,028	15,8
214	2	321	34,3	27,9	11,9	86,2	2370	5,3	8,2	2,9	1,806	14,7
215	2	325	34,2	29	11	85,3	2464	4,2	7,2	3	1,806	14,7
216	2	330	34,3	28,3	11,8	85,5	2558	5,3	8	2,7	1,728	15,2
217	2	336	33,2	29,9	12,6	84,6	1523	5,1	8,9	3,8	1,028	17,3
218	2	338	33,3	28,4	12,1	84,5	1649	4,8	8,7	3,9	1,398	14,9
219	2	341	35,5	29,3	12,1	84,6	1660	4,8	8,7	3,8	1,028	16,5
220	2	341	34,1	29,9	11,6	86,6	2475	4,8	7,7	2,9	1,806	14,9
221	2	341	34,6	27,1	11,7	85,2	2487	5,1	7,9	2,8	1,728	14,6
222	2	342	34,3	29	12,2	86	2471	5,7	8,4	2,9	1,806	15,4
223	2	343	33,5	27,7	12,5	83,6	1621	5,5	9,3	3,8	1,028	16,4
224	2	343	33,8	30,6	12,5	85	1653	4,9	8,9	4	1,398	15,6
225	2	345	33,6	27,6	12,3	83,7	1635	5,4	9,1	3,7	1,028	16,5
226	2	345	33,5	27,5	11,8	83,8	1866	5,1	8,5	3,5	0,972	16,7
227	2	345	34,2	27,6	11,7	85	2495	5,3	8	2,8	1,728	14,5
228	2	350	34,6	26,9	11	84,9	2498	4,1	6,8	2,9	1,806	13,0
229	2	353	34,3	26,3	11,9	85,1	2525	5,6	8,2	2,6	1,728	14,9
230	2	354	33,7	26,7	12,3	84,4	1856	5,8	9,1	3,4	0,972	16,9
231	2	355	33,7	29,7	12,1	84,2	1740	5	8,7	3,6	1,398	14,9
232	2	357	33,4	26,4	12	84,3	1652	4,8	8,7	3,9	1,398	15,6
233	2	359	33,4	25,7	12,3	83,1	1460	5,1	9,2	4,2	1,028	15,9
234	2	361	33,7	27,4	12,1	84,6	1719	4,7	8,6	3,9	1,398	15,8
235	2	362	34,6	27,8	12	85	2547	5,5	8,2	2,7	1,728	14,7
236	2	364	33,6	27,6	12,3	85,3	1823	5,3	9	3,6	0,972	17,2
237	2	364	34,3	30,9	12,5	85,1	2176	5,4	8,6	3,2	2,510	15,1
238	2	369	34,4	32,2	12,6	85,9	2165	5,3	8,7	3,4	2,510	15,3
239	2	373	34,7	29,4	13,6	84,9	1396	5,4	9,8	4,5	1,992	15,5
240	2	378	34,4	31	12,4	84,9	2180	5,5	8,7	3,2	2,510	15,3
241	2	378	35	30	12,6	85,5	2189	5,1	8,4	3,3	2,436	14,1
242	2	380	34,1	31	12,2	85,1	2080	4,3	7,6	3,2	2,305	14,2
243	2	381	35,5	28,8	13,9	84,9	1421	5,3	9,9	4,6	1,992	14,6

Број	тип	$\Delta p_1$ Pa	$t_{1p}^s$ °C	$\phi_{1p}$ %	$t_{1k}^s$ °C	$\phi_{1k}$ %	$V_2$ l/h	$t_{2p}$ °C	$t_{2k}$ °C	$\Delta t_2$ °C	$m_{kond}$ kg/h	$t_{kond}$ °C
244	2	382	34,8	28,7	13,9	84,9	1410	5,5	10	4,6	1,992	15,2
245	2	383	34,6	30	12,6	85,3	2167	5,3	8,6	3,2	2,436	15,0
246	2	385	34,7	29,8	13,9	84,7	1370	5,3	10,1	4,8	1,668	15,8
247	2	385	34,8	29,8	12,5	85	2184	5,3	8,5	3,2	2,436	13,5
248	2	392	34,3	29,6	13,5	84,3	1403	5,3	9,8	4,6	1,668	14,4
249	2	395	34,3	30	13,8	84,7	1405	5,6	10,1	4,6	1,668	15,5
250	2	412	36,8	37,2	15,8	86,3	1897	7,2	11	3,8	4,455	15,5
251	2	422	32,6	32,3	12,1	85,3	2110	4,8	7,8	3	2,305	14,4
252	2	436	33,8	36,2	13,5	86,7	1680	4,2	8,5	4,3	2,730	14,3
253	2	437	35,1	26,1	13,7	81,9	1494	4,7	8,9	4,2	1,170	18,1
254	2	440	36,3	35,8	17,4	86,9	800	5,5	12,6	7,2	3,828	16,5
255	2	442	34,4	30,8	12,8	85,1	1900	4,8	8,2	3,4	2,305	14,4
256	2	443	37,8	32,3	15,2	85,6	2082	6,8	10,4	3,5	3,945	15,3
257	2	443	32,9	33,3	12,4	85,6	2390	4,7	7,8	3,1	2,340	14,4
258	2	446	33,8	32,9	12,8	85,3	1670	4,4	8,4	4,1	2,844	14,0
259	2	448	36,9	31,5	15,5	86,7	1493	6,3	10,7	4,5	3,765	16,2
260	2	450	27,8	43,7	11,6	87,8	2520	5,5	8,1	2,6	2,396	13,6
261	2	451	38,2	29,5	15	85,2	2112	6,6	10,1	3,6	3,945	15,4
262	2	454	35,1	38,8	16,4	85,6	1080	5,6	11,7	6,1	3,900	16,0
263	2	454	37,1	32,1	15,8	85,5	1490	6,5	11	4,6	3,792	15,3
264	2	454	33,5	31,2	12,8	85	1870	5,1	8,5	3,4	2,604	14,3
265	2	454	37,6	29,4	14,9	85,5	2020	6,6	10	3,4	3,030	15,1
266	2	455	35,3	26,2	14,1	81,7	1450	5,2	9,5	4,3	1,170	18,1
267	2	455	35,9	26,4	14	82,1	1549	5	9	4	1,360	17,4
268	2	455	27,7	43,5	11,3	86,6	2440	5,1	8	2,8	2,396	13,6
269	2	458	36,1	25,7	14,4	81,8	1405	5,7	9,7	4	1,170	17,6
270	2	459	36,7	31,2	15,1	85,5	1917	6,9	10,4	3,5	3,705	16,3
271	2	459	37,9	29,7	15	85,2	2069	6,5	10,1	3,6	3,030	15,7
272	2	459	37,2	30,3	15,4	84,5	2120	7,9	11,1	3,2	3,480	16,1
273	2	460	27,2	44,5	11,4	86,6	2511	5,9	8,6	2,5	2,052	13,6
274	2	461	37,2	31,1	15,8	85,7	2046	8,1	11,3	3,2	3,480	15,8
275	2	462	25,4	54,9	12,3	90,2	1260	4,8	9	4,2	3,150	14,2
276	2	463	32,4	34,4	12,6	85,2	2430	5,4	8,2	2,8	2,340	14,4
277	2	464	24,8	56,3	11,9	90,6	1364	4,5	8,7	4,2	3,504	14,2
278	2	464	33,4	34,8	13,3	86,5	1610	4,4	8,6	4,2	2,730	14,3
279	2	465	36,5	25,3	15,2	80,7	1276	6,3	10,6	4,3	0,930	18,1
280	2	465	36,3	25,3	15,3	80,7	1336	6,6	10,6	4	0,930	18,3
281	2	465	32,6	35,7	13,1	85,8	2470	6	8,9	2,8	2,220	14,4
282	2	466	34,3	29,7	12,4	85,6	1905	4,3	7,7	3,4	2,748	14,1
283	2	467	26,7	48,1	12,3	89,2	1570	5,6	8,8	3,3	2,808	13,1
284	2	468	33,3	33,1	12,5	86,1	1890	4,5	8	3,5	2,640	14,5

Број	тип	$\Delta p_1$ Pa	$t_{1p}^s$ °C	$\phi_{1p}$ %	$t_{1k}^s$ °C	$\phi_{1k}$ %	$V_2$ l/h	$t_{2p}$ °C	$t_{2k}$ °C	$\Delta t_2$ °C	$m_{kond}$ kg/h	$t_{kond}$ °C
285	2	469	37,1	23,7	14,6	80,7	1345	5,3	9,7	4,4	1,060	18,1
286	2	469	24,6	55,4	12,1	90,6	1260	4,9	8,9	4	3,150	14,0
287	2	469	35,5	26,6	13,9	82,4	1583	4,7	8,7	4,1	1,360	16,9
288	2	470	32,8	32,8	12,5	85,3	2450	5,7	8,3	3,2	2,220	14,4
289	2	471	24,6	56,8	11,8	90,7	1320	4,7	8,7	4	3,504	13,8
290	2	472	36,5	24,9	14,8	80,7	1390	6	10	4	1,060	17,9
291	2	473	24,9	58,4	12,2	91,1	1344	4,7	8,8	4,1	3,504	13,6
292	2	473	26,8	47,1	12	88,9	1870	5,6	8,5	2,9	2,570	14,2
293	2	474	35,9	26	14	81,9	1653	5	9	4	1,360	16,7
294	2	474	36,2	25,2	14,3	81,8	1541	4,7	8,9	4,2	1,605	16,0
295	2	477	36,5	24,3	14,7	80,7	1375	6	10	4	0,930	20,2
296	2	477	36,2	24,2	14,7	80,7	1317	5,9	10,1	4,2	0,930	19,0
297	2	479	35,3	27,1	13,9	82,4	1543	4,7	8,9	4,1	1,605	16,4
298	2	480	24,9	57,1	12,3	91	1240	4,8	8,9	4,1	3,150	14,2
299	2	482	34	32,5	12,9	85,9	1877	4,7	8,3	3,5	2,604	14,3
300	2	484	24,4	58,8	11,8	90,8	1350	4,7	8,4	3,7	3,405	13,6
301	2	486	24,3	58,3	11,6	90,6	1348	4,4	8,6	4,1	3,405	14,1
302	2	487	26,7	47,4	12,2	88,7	1890	5,9	8,9	3	2,570	14,2
303	2	488	27,3	45,6	10,6	87,7	1776	2,9	6,5	3,6	3,456	13,5
304	2	488	27,1	47,5	10,7	88,5	1761	2,7	6,5	3,7	3,456	13,2
305	2	491	27,6	45,6	10,7	89	1810	3,4	7	3,5	2,808	13,1
306	2	493	24,3	57,3	11,6	90,9	1357	4,5	8,5	3,9	3,405	13,8
307	2	496	26,4	46,4	10,7	88,7	1446	2,4	6,7	4,3	3,370	13,0
308	2	503	27,3	46	10,2	88,2	1730	2,1	6	3,9	3,456	13,5
309	2	507	26,8	48,1	10,4	88,5	1521	2,2	6,4	4,3	3,370	13,0
310	2	508	26,2	47	10,3	87,8	1451	2,2	6,4	4,3	3,370	13,0
311	2	513	26,3	47,7	10,5	88,8	1507	2,5	6,6	4,1	3,370	13,3
312	2	563	23,3	82,1	12	95,2	1984	4,2	8,1	3,9	7,845	11,9
313	2	563	23,5	82,3	11,8	95,6	2340	4,5	8	3,5	8,04	11,2
314	2	569	23,5	83	11,9	96	2343	4,4	7,9	3,4	8,04	11,5
315	2	571	23,5	82,9	11,8	95,5	2337	4,5	7,9	3,5	8,04	11,4
316	2	572	23,6	80,8	11,8	95,6	1961	4	7,8	3,8	8,136	11,2
317	2	572	23,6	81	11,9	95,8	2346	4,5	7,9	3,4	7,92	11,2
318	2	575	23,5	81,8	12,2	95,5	1964	4,3	8	3,7	8,136	11
319	2	577	23,5	82,2	12	95,2	1977	4,3	8,2	3,9	8,136	11,1
320	2	579	23,6	81,5	11,9	95,7	2351	4,4	7,9	3,4	7,92	11,5
321	2	580	24,8	70	12,6	92,5	1782	4,9	8,8	3,9	6,57	11,2
322	2	582	25,3	65,1	12,6	92,1	1721	4,6	8,8	4,2	5,57	11,3
323	2	582	23,2	81,9	12	95,4	1990	4,2	8,1	3,8	7,845	11,5
324	2	589	26,5	55,5	13,3	90,6	1343	5	9,8	4,8	4,278	12,3
325	2	595	25,6	60,8	12,9	90,8	1543	4,9	9,3	4,4	4,94	11,7



Број	тип	$\Delta p_1$ Pa	$t_{1p}^s$ °C	$\phi_{1p}$ %	$t_{1k}^s$ °C	$\phi_{1k}$ %	$V_2$ l/h	$t_{2p}$ °C	$t_{2k}$ °C	$\Delta t_2$ °C	$m_{kond}$ kg/h	$t_{kond}$ °C
326	2	596	26,5	57,5	13,5	90,6	1332	5,2	9,6	4,4	4,278	12,1
327	2	596	25,5	62,3	12,6	92	1580	4,6	8,8	4,2	5,57	11,3
328	2	598	25,9	61,2	12,8	90	1492	4,7	8,9	4,3	4,94	12
329	2	598	25,7	62,9	12,6	91,9	1670	4,4	8,7	4,3	5,57	11,2
330	2	598	24,6	70,9	12,5	93	1820	4,6	8,6	4	6,57	11,8
331	2	603	26,3	57,5	13,4	90,7	1361	5,6	9,8	4,3	4,278	12,5
332	2	615	26	59,6	13,7	90,6	1296	5,7	10,1	4,4	4,248	12,6
333	2	625	27,5	58,6	14,6	91,1	1292	4,7	10,2	5,8	4,9725	14,9
334	2	632	27,7	58,3	14,9	91,3	1297	5,1	10,6	5,5	4,9725	15,2
335	2	636	27,8	57	14,5	91	1304	5,5	10,6	5,1	4,9725	15,2
336	2	639	28,4	54,5	13,5	89,8	2448	5,4	8,8	3,4	5,64	14,6
337	2	649	28,8	56,3	13,5	89,7	1927	4,6	8,8	4,3	5,97	14,3
338	2	649	27,5	56,7	13,6	90,8	2213	5	8,6	3,6	5,72	14,1
339	2	653	28,5	53,8	13,7	89,3	1640	4,5	9,3	4,8	5,06	14,4
340	2	655	28,6	54,5	14,8	90	1323	4,6	10	5,3	4,85	14,9
341	2	657	28,2	54,8	13,6	89,8	1637	4	9	5,1	5,43	14
342	2	657	28,4	54,2	13,4	90,6	2206	4,7	8,4	3,6	5,72	13,8
343	2	658	28,4	54,4	14	89,1	1637	4,4	9,6	4,8	5,06	14,4
344	2	658	27,7	57,7	13,5	90	1620	4,1	8,8	4,7	5,82	14,5
345	2	659	27,7	56,7	13,3	90,2	2188	5,4	9,1	3,7	5,7	14,5
346	2	659	28,2	54,8	13,5	89,6	2214	5,2	8,9	3,7	5,79	14,3
347	2	660	28,7	54,1	13,6	89,8	2475	5,8	9	3,3	5,64	14,9
348	2	662	28,1	56,4	15	90,8	1311	5,1	10,2	5,1	4,85	15,3
349	2	662	27,6	57,2	13,7	90,7	1608	3,9	9	5,1	5,82	14
350	2	662	27,8	56,9	14,2	90,5	1950	5,8	9,8	4,1	5,33	14,7
351	2	667	28,3	56,2	14,6	90,3	1322	4,1	10,1	6	4,85	15,2
352	2	667	28,1	55,8	13,6	89,8	2212	5,1	8,9	3,7	5,72	14,2
353	2	667	28,8	54,6	13,6	89,7	2450	5,5	9	3,4	5,64	14,5
354	2	668	28	57,2	13,1	90,8	1932	4,7	9,1	4,4	5,97	14,4
355	2	669	28,3	55,2	14,6	90,9	1292	4,3	9,8	5,5	4,815	15
356	2	669	28,4	54,6	13,5	89,5	1892	5,3	9,2	3,9	5,145	14,5
357	2	672	28	56,6	13,7	90,4	1644	4	9,2	5,2	5,43	13,9
358	2	672	28,2	52,9	13,1	89	2446	5,3	8,6	3,4	5,64	14,1
359	2	674	27,8	56,5	14,1	90,3	1932	5,7	9,7	4,1	5,33	14,7
360	2	676	28,2	55,5	14,2	91	1936	5,3	9,5	4,2	5,33	14,7
361	2	676	28,3	55,5	13,5	89,8	2205	4,9	8,7	3,8	5,79	14
362	2	679	27,9	57,4	14,5	91	1294	4,1	9,7	5,6	4,815	14,7
363	2	680	27,9	56,1	13,3	90,6	2196	5,1	8,7	3,7	5,7	14,1
364	2	681	28,7	53	13,8	89,4	1646	4,4	9,2	4,8	5,06	14,1
365	2	681	27,9	55,2	14	90,9	1920	5,4	9,2	3,8	5,145	14,6

Табела 7.8 Резултати мерења пада притиска и корелисане вредности у режимима са кондензацијом

Број	тип	$j_H$	$\zeta_M$	Re	Број	тип	$j_H$	$\zeta_M$	Re
		-	-	-			-	-	-
1	1	0,02277	0,68731	1821	60	1	0,026776	0,61616	1622
2	1	0,025778	0,76218	1150	61	1	0,026007	0,61814	1578
3	1	0,02314	0,68281	1804	62	1	0,026075	0,66082	1205
4	1	0,026662	0,74711	1161	63	1	0,026007	0,61373	1586
5	1	0,021856	0,67173	1808	64	1	0,022314	0,60695	1672
6	1	0,023137	0,67924	1620	65	1	0,024555	0,60795	1637
7	1	0,020787	0,65852	1848	66	1	0,02838	0,65666	1196
8	1	0,024948	0,67518	1621	67	1	0,026638	0,65125	1229
9	1	0,021938	0,65704	1852	68	1	0,022563	0,60250	1679
10	1	0,022657	0,65469	1846	69	1	0,025809	0,60523	1631
11	1	0,02065	0,65576	1823	70	1	0,024768	0,60369	1645
12	1	0,025524	0,67247	1607	71	1	0,024662	0,60753	1593
13	1	0,020271	0,64776	1858	72	1	0,027736	0,60662	1593
14	1	0,028005	0,72486	1152	73	1	0,026188	0,60225	1626
15	1	0,021867	0,64831	1844	74	1	0,025988	0,60396	1575
16	1	0,026789	0,66483	1618	75	1	0,025602	0,59991	1614
17	1	0,024871	0,66165	1653	76	1	0,026922	0,59698	1636
18	1	0,023747	0,66079	1642	77	1	0,026003	0,62721	1247
19	1	0,020605	0,64453	1862	78	1	0,027329	0,61649	1229
20	1	0,020855	0,64063	1864	79	1	0,02642	0,61305	1251
21	1	0,022412	0,64049	1864	80	1	0,027897	0,61461	1235
22	1	0,021729	0,63931	1876	81	1	0,022498	0,58660	1407
23	1	0,026982	0,65529	1647	82	1	0,027321	0,60322	1257
24	1	0,023364	0,63884	1854	83	1	0,023188	0,57998	1429
25	1	0,022679	0,63767	1864	84	1	0,025735	0,57851	1417
26	1	0,020315	0,63789	1858	85	1	0,02118	0,57509	1422
27	1	0,021021	0,63459	1885	86	1	0,024061	0,59124	1238
28	1	0,021919	0,63556	1860	87	1	0,022471	0,56578	1445
29	1	0,027893	0,65055	1630	88	1	0,022657	0,56048	1452
30	1	0,022307	0,63327	1868	89	1	0,023074	0,56066	1411
31	1	0,023912	0,64601	1642	90	1	0,021779	0,55642	1443
32	1	0,030355	0,70900	1135	91	1	0,022221	0,55697	1429
33	1	0,026637	0,70207	1169	92	1	0,022133	0,55299	1434
34	1	0,020653	0,62809	1875	93	1	0,021774	0,5487	1467
35	1	0,022294	0,64505	1631	94	1	0,021984	0,54805	1472
36	1	0,020862	0,62865	1852	95	1	0,021733	0,55082	1435

Број	тип	$j_H$	$\zeta_M$	Re	Број	тип	$j_H$	$\zeta_M$	Re
		-	-	-			-	-	-
37	1	0,028279	0,70226	1155	96	1	0,023734	0,54737	1470
38	1	0,025183	0,65102	1538	97	1	0,023976	0,54841	1440
39	1	0,02213	0,62535	1873	98	1	0,024966	0,56507	1269
40	1	0,027865	0,69701	1174	99	1	0,02355	0,54364	1447
41	1	0,025914	0,69079	1193	100	1	0,021519	0,54064	1452
42	1	0,020169	0,62164	1871	101	1	0,023908	0,53227	1460
43	1	0,021818	0,63418	1658	102	1	0,022275	0,52947	1477
44	1	0,021876	0,61988	1859	103	1	0,022767	0,52919	1478
45	1	0,027876	0,69467	1149	104	1	0,023528	0,52719	1467
46	1	0,024829	0,63854	1588	105	1	0,022651	0,52339	1471
47	1	0,02697	0,63627	1605	106	1	0,023524	0,52085	1492
48	1	0,025804	0,68666	1182	107	1	0,023429	0,51507	1498
49	1	0,024526	0,63650	1567	108	1	0,025799	0,55976	1067
50	1	0,026784	0,67886	1203	109	1	0,023535	0,49999	1506
51	1	0,023108	0,62880	1642	110	1	0,023325	0,53527	1091
52	1	0,020218	0,61176	1890	111	1	0,025133	0,51105	1113
53	1	0,020533	0,61093	1881	112	1	0,025445	0,50343	1146
54	1	0,02597	0,62924	1611	113	1	0,024412	0,50629	1116
55	1	0,026176	0,62803	1615	114	1	0,023233	0,49618	1128
56	1	0,023548	0,62520	1646	115	1	0,024244	0,49783	1111
57	1	0,021336	0,60733	1906	116	1	0,025119	0,48645	1161
58	1	0,022381	0,60801	1893	117	1	0,023812	0,47182	1159
59	1	0,02599	0,62484	1627	118	1	0,023324	0,47018	1135

Табела 7.9 Резултати мерења и дисперзија топлотне снаге у режимима са кондензацијом

Број	тип	$m_1$ kg/s	$Q_1$ kW	$m_2$ kg/s	$Q_2$ kW	$Q_{kond}$ kW	$Q_{sr}$ kW	$\Delta_{st}$ %
1	1	0,1113	3,355	0,4873	3,292	0,029	3,309	0,7
2	1	0,1135	3,578	0,5048	3,625	0,029	3,586	1,5
3	1	0,1162	3,760	0,4854	3,485	0,028	3,608	4,8
4	1	0,1186	3,489	0,4026	3,400	0,027	3,431	1,3
5	1	0,1201	3,668	0,4887	3,302	0,030	3,470	6,8
6	1	0,1211	3,951	0,4204	3,550	0,027	3,737	7,1
7	1	0,1234	3,783	0,4015	3,560	0,026	3,658	3,8
8	1	0,1240	3,968	0,4912	3,733	0,030	3,836	3,8
9	1	0,1246	3,772	0,4001	3,378	0,027	3,562	7,3
10	1	0,1267	4,040	0,3876	3,927	0,028	3,970	1,5
11	1	0,1269	3,682	0,4581	3,288	0,027	3,472	7,5
12	1	0,1289	4,025	0,4176	4,056	0,027	4,027	1,0
13	1	0,2095	4,559	0,3868	4,243	0,023	4,389	4,7
14	1	0,2143	4,331	0,3790	4,159	0,023	4,233	2,5
15	1	0,2180	4,324	0,3926	4,307	0,024	4,304	0,1
16	1	0,2182	5,082	0,5601	5,675	0,024	5,366	8,1
17	1	0,2189	5,406	0,5065	5,562	0,079	5,445	3,1
18	1	0,2220	4,659	0,5630	4,511	0,024	4,573	1,9
19	1	0,2237	5,833	0,4395	5,565	0,029	5,685	3,0
20	1	0,2229	5,454	0,4954	4,810	0,074	5,095	7,9
21	1	0,2245	4,867	0,3596	4,555	0,028	4,697	4,3
22	1	0,2242	5,673	0,4951	5,019	0,074	5,309	7,7
23	1	0,2259	5,513	0,4476	5,480	0,027	5,483	0,1
24	1	0,2261	5,688	0,5326	5,396	0,028	5,528	3,4
25	1	0,2268	5,371	0,4579	5,798	0,027	5,571	5,8
26	1	0,2272	5,090	0,5617	5,216	0,024	5,141	2,1
27	1	0,2260	5,586	0,5090	5,375	0,079	5,441	1,7
28	1	0,2276	5,709	0,4415	5,404	0,030	5,541	3,5
29	1	0,2282	4,937	0,5475	5,545	0,023	5,230	8,5
30	1	0,2284	4,935	0,3490	4,567	0,030	4,736	5,0
31	1	0,2281	5,930	0,5390	5,689	0,028	5,796	2,6
32	1	0,2299	6,021	0,5387	5,458	0,029	5,725	6,6
33	1	0,2290	5,680	0,4973	5,250	0,074	5,428	4,6
34	1	0,2309	6,076	0,5370	5,667	0,031	5,856	4,6
35	1	0,2309	5,693	0,5479	5,553	0,037	5,604	1,3
36	1	0,2299	5,768	0,4937	5,213	0,074	5,453	6,2
37	1	0,2325	5,830	0,5342	5,412	0,029	5,606	4,9
38	1	0,2330	5,995	0,5595	6,145	0,036	6,052	2,2

Број	тип	$m_1$ kg/s	$Q_1$ kW	$m_2$ kg/s	$Q_2$ kW	$Q_{\text{kond}}$ kW	$Q_{\text{sr}}$ kW	$\Delta_{\text{st}}$ %
39	1	0,2346	5,923	0,5365	5,662	0,029	5,778	2,8
40	1	0,2354	5,851	0,4384	5,180	0,031	5,500	8,2
41	1	0,2368	6,049	0,5359	5,655	0,032	5,836	4,4
42	1	0,2373	5,736	0,4523	5,346	0,028	5,527	4,6
43	1	0,2426	4,818	0,3700	4,524	0,026	4,658	4,1
44	1	0,2433	5,007	0,3756	4,750	0,027	4,865	3,3
45	1	0,2431	6,020	0,4501	5,700	0,027	5,847	3,5
46	1	0,2452	4,843	0,3772	4,453	0,024	4,636	5,6
47	1	0,2465	5,557	0,3656	4,781	0,026	5,156	10,3
48	1	0,2470	4,866	0,3767	4,765	0,027	4,802	1,1
49	1	0,2487	5,451	0,3742	4,733	0,024	5,080	9,7
50	1	0,2509	4,957	0,3792	4,476	0,026	4,704	6,8
51	1	0,2768	6,419	0,5848	6,420	0,043	6,398	0,5
52	1	0,2777	6,463	0,5220	6,394	0,041	6,408	0,3
53	1	0,2792	6,352	0,5059	7,262	0,042	6,786	9,9
54	1	0,2798	6,381	0,5243	5,757	0,040	6,049	6,8
55	1	0,2815	6,576	0,5839	6,164	0,044	6,348	4,1
56	1	0,2816	6,069	0,4865	6,573	0,038	6,302	6,1
57	1	0,2826	6,193	0,4815	6,099	0,039	6,127	0,6
58	1	0,2833	5,929	0,5877	5,702	0,038	5,796	2,3
59	1	0,2842	6,246	0,3935	5,980	0,042	6,092	2,6
60	1	0,2847	6,352	0,5822	5,651	0,038	5,982	7,8
61	1	0,2851	6,582	0,5109	6,472	0,040	6,507	0,8
62	1	0,2849	6,438	0,5912	6,990	0,043	6,693	6,3
63	1	0,2858	6,422	0,5651	6,205	0,040	6,293	2,0
64	1	0,2864	6,187	0,5009	6,556	0,039	6,352	4,5
65	1	0,2881	6,343	0,4754	6,824	0,038	6,565	5,6
66	1	0,2896	6,625	0,5665	6,220	0,040	6,402	4,0
67	1	0,2894	6,053	0,4917	6,228	0,040	6,120	2,5
68	1	0,2894	6,259	0,4062	6,174	0,034	6,200	0,6
69	1	0,2899	6,282	0,5031	7,010	0,038	6,627	8,2
70	1	0,2903	6,199	0,4179	6,175	0,034	6,170	0,1
71	1	0,2917	6,204	0,4137	5,939	0,033	6,055	2,7
72	1	0,2917	6,361	0,4171	5,987	0,034	6,157	3,9
73	1	0,2942	6,684	0,6142	6,739	0,037	6,693	1,0
74	1	0,2958	6,213	0,4232	6,610	0,034	6,395	4,8
75	1	0,2970	6,424	0,4237	6,260	0,033	6,326	1,5
76	1	0,3050	7,021	0,6463	7,907	0,062	7,433	9,0
77	1	0,3108	7,072	0,6852	7,804	0,063	7,407	7,6
78	1	0,3124	7,388	0,6102	7,724	0,066	7,523	3,8
79	1	0,3130	7,204	0,6793	8,310	0,061	7,726	10,7

Број	тип	$m_1$ kg/s	$Q_1$ kW	$m_2$ kg/s	$Q_2$ kW	$Q_{\text{kond}}$ kW	$Q_{\text{sr}}$ kW	$\Delta_{\text{st}}$ %
80	1	0,3145	7,767	0,6039	7,388	0,066	7,544	2,9
81	1	0,3150	7,170	0,5780	7,070	0,066	7,087	0,3
82	1	0,3159	7,244	0,6066	7,678	0,066	7,428	4,8
83	1	0,3162	7,661	0,6610	8,644	0,073	8,116	9,2
84	1	0,3184	6,657	0,4692	7,126	0,047	6,868	5,3
85	1	0,3187	7,295	0,5119	7,342	0,069	7,284	1,1
86	1	0,3204	6,897	0,4498	7,021	0,048	6,935	1,8
87	1	0,3197	7,188	0,5888	7,698	0,067	7,409	5,5
88	1	0,3203	7,678	0,5225	7,054	0,066	7,333	5,4
89	1	0,3201	7,289	0,6574	8,320	0,071	7,769	10,0
90	1	0,3214	6,235	0,4084	6,203	0,047	6,195	0,2
91	1	0,3216	7,260	0,5139	7,153	0,069	7,172	0,4
92	1	0,3219	6,757	0,4300	6,712	0,056	6,706	0,1
93	1	0,3224	7,440	0,5286	7,359	0,067	7,366	0,1
94	1	0,3231	6,218	0,3976	6,041	0,040	6,109	1,6
95	1	0,3230	7,345	0,5930	7,752	0,065	7,516	4,4
96	1	0,3238	7,294	0,4503	7,408	0,059	7,321	1,7
97	1	0,3244	7,303	0,5047	7,239	0,069	7,236	0,0
98	1	0,3238	7,309	0,5244	7,521	0,067	7,382	2,7
99	1	0,3249	6,522	0,3918	5,952	0,039	6,217	6,0
100	1	0,3249	6,105	0,3876	6,378	0,039	6,222	3,6
101	1	0,3254	6,778	0,4664	6,691	0,048	6,711	0,4
102	1	0,3258	6,547	0,3920	6,122	0,039	6,315	4,3
103	1	0,3251	7,410	0,5988	7,324	0,066	7,334	0,2
104	1	0,3269	7,118	0,4597	7,369	0,058	7,215	3,0
105	1	0,3265	7,003	0,5253	7,534	0,066	7,236	5,8
106	1	0,3273	6,716	0,4570	6,941	0,047	6,805	2,8
107	1	0,3280	6,199	0,3870	5,717	0,032	5,942	5,3
108	1	0,3307	6,331	0,3873	5,721	0,031	6,010	6,8
109	1	0,3319	6,254	0,3893	5,749	0,033	5,985	5,6
110	1	0,3588	5,950	0,3603	5,466	0,031	5,693	5,6
111	1	0,3599	5,764	0,3567	5,261	0,029	5,498	6,1
112	1	0,3606	6,729	0,4395	6,304	0,035	6,499	4,2
113	1	0,3609	7,038	0,6064	6,908	0,042	6,952	0,9
114	1	0,3657	6,608	0,4300	6,167	0,035	6,370	4,5
115	1	0,3657	7,074	0,5258	6,877	0,042	6,955	1,6
116	1	0,3658	7,285	0,5997	7,087	0,042	7,165	1,5
117	1	0,3671	6,677	0,4320	6,379	0,034	6,511	2,9
118	1	0,3666	7,425	0,6044	6,631	0,039	7,008	7,6
119	1	0,3677	6,764	0,5220	6,166	0,039	6,445	6,1
120	1	0,3679	7,061	0,5350	6,545	0,042	6,782	4,9

Број	тип	$m_1$ kg/s	$Q_1$ kW	$m_2$ kg/s	$Q_2$ kW	$Q_{kond}$ kW	$Q_{sr}$ kW	$\Delta_{st}$ %
121	1	0,3687	6,235	0,3545	5,528	0,032	5,866	8,1
122	1	0,3688	6,359	0,4334	6,033	0,036	6,178	3,3
123	1	0,3686	6,696	0,5214	6,378	0,041	6,516	3,0
124	1	0,3690	7,977	0,6025	7,375	0,042	7,655	5,2
125	1	0,3699	5,771	0,3569	5,265	0,030	5,503	6,1
126	1	0,3696	7,137	0,5261	6,437	0,040	6,767	6,9
127	1	0,3702	6,484	0,4306	6,174	0,035	6,312	3,1
128	1	0,3711	5,897	0,3567	5,712	0,032	5,788	1,9
129	1	0,3709	7,011	0,6011	7,102	0,041	7,036	1,3
130	1	0,3718	6,240	0,4384	6,102	0,035	6,153	1,2
131	1	0,3715	7,302	0,6022	7,624	0,043	7,441	3,5
132	1	0,3727	6,344	0,5203	6,583	0,041	6,443	3,1
133	1	0,3731	6,143	0,3467	5,407	0,031	5,760	8,7
134	1	0,3735	6,855	0,5283	6,463	0,041	6,638	3,7
135	1	0,3747	6,401	0,4400	5,940	0,035	6,153	4,9
136	1	0,3769	5,984	0,3570	5,717	0,031	5,835	2,9
137	1	0,3771	7,359	0,6027	6,866	0,039	7,093	4,5
138	2	0,1125	4,85	0,6314	5,064	0,030	4,940	3,6
139	2	0,1143	4,60	0,5914	4,492	0,036	4,529	1,2
140	2	0,1247	5,11	0,6319	4,799	0,029	4,940	4,0
141	2	0,1268	4,76	0,5080	5,357	0,025	5,045	8,8
142	2	0,1398	5,76	0,5108	5,173	0,032	5,450	7,2
143	2	0,1272	5,07	0,4311	5,455	0,024	5,252	5,4
144	2	0,1278	5,07	0,5303	5,592	0,028	5,317	7,3
145	2	0,1283	5,43	0,6300	5,587	0,030	5,495	2,4
146	2	0,1283	5,47	0,6347	5,091	0,029	5,268	4,7
147	2	0,1284	5,03	0,3351	5,232	0,030	5,117	3,2
148	2	0,1290	5,32	0,4856	5,939	0,030	5,615	8,2
149	2	0,1284	5,41	0,5442	5,742	0,030	5,559	4,7
150	2	0,1288	5,06	0,5950	4,518	0,034	4,770	7,5
151	2	0,1291	5,05	0,4859	6,149	0,028	5,586	14,3
152	2	0,1294	5,29	0,6344	5,085	0,030	5,171	2,4
153	2	0,1298	5,60	0,6295	5,580	0,027	5,575	0,1
154	2	0,1300	5,00	0,3323	4,767	0,029	4,868	2,9
155	2	0,1303	5,04	0,4653	5,691	0,025	5,354	8,9
156	2	0,1301	5,23	0,6322	5,067	0,029	5,136	1,9
157	2	0,1303	5,54	0,6250	5,540	0,029	5,526	0,4
158	2	0,1305	5,52	0,5139	6,073	0,028	5,781	7,2
159	2	0,1306	5,10	0,3409	4,746	0,033	4,905	4,6
160	2	0,1311	5,32	0,4450	6,006	0,033	5,644	9,0
161	2	0,1310	5,46	0,5028	5,942	0,028	5,689	6,3

Број	тип	$m_1$ kg/s	$Q_1$ kW	$m_2$ kg/s	$Q_2$ kW	$Q_{\text{kond}}$ kW	$Q_{\text{sr}}$ kW	$\Delta_{\text{st}}$ %
162	2	0,1311	4,98	0,3387	5,143	0,030	5,046	2,7
163	2	0,1315	4,96	0,4708	5,163	0,026	5,050	3,1
164	2	0,1312	5,43	0,5164	5,666	0,026	5,535	3,4
165	2	0,1315	5,15	0,3359	4,818	0,030	4,969	4,3
166	2	0,1319	5,60	0,5489	5,791	0,030	5,682	2,7
167	2	0,1320	5,68	0,6333	5,079	0,027	5,365	7,5
168	2	0,1322	4,87	0,3401	4,877	0,032	4,859	0,5
169	2	0,1327	5,49	0,5283	5,127	0,030	5,292	4,4
170	2	0,1330	5,31	0,3348	4,802	0,030	5,040	6,7
171	2	0,1333	5,03	0,4283	5,058	0,025	5,031	0,8
172	2	0,1337	5,33	0,4664	5,508	0,026	5,403	2,7
173	2	0,1338	5,82	0,5539	5,610	0,031	5,701	2,3
174	2	0,1345	5,24	0,4839	5,102	0,025	5,158	1,5
175	2	0,1355	5,39	0,3393	4,865	0,032	5,114	6,9
176	2	0,1367	5,33	0,4178	5,110	0,025	5,207	2,6
177	2	0,1992	6,24	0,4664	5,903	0,020	6,063	3,7
178	2	0,2005	6,02	0,6430	5,967	0,006	5,990	0,5
179	2	0,2011	6,60	0,6924	7,009	0,019	6,793	4,5
180	2	0,2015	6,43	0,6938	7,022	0,019	6,716	6,4
181	2	0,2023	6,24	0,4622	6,044	0,019	6,132	2,0
182	2	0,2019	6,26	0,6374	5,915	0,009	6,085	3,9
183	2	0,2019	6,11	0,6419	5,686	0,006	5,893	5,0
184	2	0,2020	6,04	0,6857	6,361	0,010	6,193	3,8
185	2	0,2025	6,36	0,6877	6,671	0,010	6,513	3,4
186	2	0,2030	6,38	0,6846	6,640	0,016	6,500	3,0
187	2	0,2030	6,49	0,6910	6,995	0,019	6,731	5,5
188	2	0,2037	6,35	0,5033	6,156	0,022	6,244	2,0
189	2	0,2035	6,33	0,6868	7,242	0,010	6,780	9,6
190	2	0,2042	6,06	0,4914	6,425	0,020	6,234	4,3
191	2	0,2038	5,98	0,6190	5,742	0,006	5,860	2,8
192	2	0,2044	6,43	0,6374	5,915	0,009	6,167	5,8
193	2	0,2048	6,18	0,6304	5,849	0,006	6,013	3,9
194	2	0,2050	6,48	0,6871	6,955	0,017	6,709	5,2
195	2	0,2056	6,37	0,5069	6,627	0,023	6,485	3,1
196	2	0,2060	6,22	0,4975	6,503	0,023	6,350	3,4
197	2	0,2274	7,28	0,6879	6,382	0,017	6,821	9,1
198	2	0,2062	6,45	0,6413	6,493	0,009	6,469	0,5
199	2	0,2074	6,11	0,6421	5,958	0,009	6,030	1,7
200	2	0,2081	6,15	0,6318	6,127	0,005	6,136	0,2
201	2	0,2087	6,23	0,6377	6,186	0,009	6,203	0,4
202	2	0,2091	6,32	0,6224	5,511	0,006	5,914	9,6



Број	тип	$m_1$ kg/s	$Q_1$ kW	$m_2$ kg/s	$Q_2$ kW	$Q_{\text{kond}}$ kW	$Q_{\text{sr}}$ kW	$\Delta_{\text{st}}$ %
203	2	0,2091	6,47	0,6377	6,185	0,005	6,324	3,1
204	2	0,2092	6,31	0,6421	5,959	0,006	6,133	4,0
205	2	0,2147	7,73	0,3387	6,859	0,033	7,279	8,2
206	2	0,2149	7,04	0,3345	6,772	0,028	6,891	2,4
207	2	0,2154	7,29	0,3351	6,644	0,028	6,954	6,3
208	2	0,2156	7,14	0,3362	6,951	0,033	7,031	1,6
209	2	0,2158	7,24	0,3340	6,622	0,028	6,915	6,0
210	2	0,2162	7,29	0,3351	6,645	0,033	6,950	6,2
211	2	0,2368	8,05	0,3705	6,863	0,098	7,406	10,4
212	2	0,2501	7,90	0,3702	6,702	0,100	7,252	10,7
213	2	0,2519	6,58	0,4136	6,801	0,019	6,680	2,6
214	2	0,2520	7,04	0,6580	8,048	0,031	7,530	9,7
215	2	0,2537	7,84	0,6841	8,660	0,031	8,234	7,3
216	2	0,2555	7,33	0,7101	8,087	0,031	7,693	7,2
217	2	0,2582	6,65	0,4228	6,776	0,021	6,704	1,5
218	2	0,2588	6,71	0,4578	7,530	0,024	7,108	8,4
219	2	0,2600	8,35	0,4608	7,386	0,020	7,858	8,5
220	2	0,2598	7,75	0,6871	8,406	0,031	8,062	6,0
221	2	0,2596	7,43	0,6904	8,155	0,029	7,778	6,8
222	2	0,2602	7,36	0,6860	8,389	0,032	7,857	9,6
223	2	0,2607	6,54	0,4500	7,210	0,020	6,866	7,1
224	2	0,2607	7,29	0,4589	7,741	0,025	7,505	4,5
225	2	0,2615	6,71	0,4539	7,082	0,020	6,888	4,0
226	2	0,2616	6,92	0,5180	7,647	0,019	7,276	7,2
227	2	0,2612	7,36	0,6927	8,180	0,029	7,753	7,8
228	2	0,2630	7,91	0,6936	8,488	0,027	8,186	5,2
229	2	0,2640	7,07	0,7010	7,686	0,030	7,362	6,2
230	2	0,2649	6,62	0,5152	7,386	0,019	6,991	8,0
231	2	0,2652	7,44	0,4830	7,334	0,024	7,376	0,8
232	2	0,2661	6,59	0,4586	7,544	0,025	7,052	9,9
233	2	0,2669	6,34	0,4053	7,179	0,019	6,749	9,0
234	2	0,2675	6,95	0,4772	7,850	0,026	7,388	8,9
235	2	0,2674	7,65	0,7071	8,052	0,030	7,838	3,9
236	2	0,2686	6,80	0,5061	7,683	0,020	7,230	8,9
237	2	0,2682	7,91	0,6041	8,152	0,044	8,008	2,5
238	2	0,2701	8,23	0,6010	8,618	0,045	8,404	3,6
239	2	0,2712	7,21	0,3875	7,352	0,036	7,264	1,7
240	2	0,2734	8,23	0,6052	8,167	0,045	8,176	0,2
241	2	0,2730	8,23	0,6077	8,458	0,040	8,322	2,3
242	2	0,2751	8,18	0,5775	7,797	0,038	7,968	3,0
243	2	0,2740	7,48	0,3945	7,650	0,034	7,550	1,9

Број	тип	$m_1$ kg/s	$Q_1$ kW	$m_2$ kg/s	$Q_2$ kW	$Q_{\text{kond}}$ kW	$Q_{\text{sr}}$ kW	$\Delta_{\text{st}}$ %
244	2	0,2745	6,99	0,3914	7,590	0,035	7,273	6,2
245	2	0,2750	8,02	0,6016	8,119	0,043	8,047	1,3
246	2	0,2757	7,24	0,3803	7,696	0,031	7,455	4,6
247	2	0,2755	8,21	0,6063	8,183	0,038	8,176	0,1
248	2	0,2783	7,28	0,3895	7,554	0,028	7,403	2,9
249	2	0,2794	7,18	0,3900	7,563	0,030	7,356	4,0
250	2	0,2841	9,70	0,5265	8,430	0,081	9,027	9,4
251	2	0,2902	7,90	0,5858	7,414	0,039	7,639	4,2
252	2	0,2945	8,84	0,4664	8,460	0,046	8,628	2,8
253	2	0,2925	7,33	0,4148	7,347	0,025	7,326	0,4
254	2	0,2939	7,84	0,2220	6,736	0,074	7,249	10,0
255	2	0,2969	8,59	0,5275	7,565	0,039	8,057	8,6
256	2	0,2943	9,93	0,5779	8,524	0,070	9,192	10,3
257	2	0,2973	8,34	0,6635	8,678	0,039	8,488	3,2
258	2	0,2978	8,69	0,4636	8,019	0,047	8,330	5,3
259	2	0,2962	8,66	0,4144	7,859	0,071	8,222	6,2
260	2	0,3049	7,22	0,6996	7,672	0,038	7,429	4,6
261	2	0,2968	9,62	0,5862	8,895	0,071	9,223	5,0
262	2	0,2987	8,69	0,2998	7,706	0,073	8,163	7,9
263	2	0,2981	8,94	0,4136	8,017	0,068	8,442	7,1
264	2	0,3002	8,11	0,5191	7,444	0,043	7,758	5,7
265	2	0,2978	9,18	0,5607	8,035	0,053	8,581	9,0
266	2	0,2986	7,38	0,4025	7,298	0,025	7,328	0,6
267	2	0,2981	7,90	0,4300	7,254	0,028	7,564	5,8
268	2	0,3065	7,43	0,6774	8,001	0,038	7,699	5,5
269	2	0,2995	7,61	0,3900	6,577	0,024	7,082	10,1
270	2	0,2996	8,90	0,5321	7,848	0,070	8,341	8,4
271	2	0,2992	9,52	0,5743	8,714	0,056	9,088	5,8
272	2	0,2996	8,89	0,5884	7,932	0,065	8,380	7,6
273	2	0,3087	7,21	0,6971	7,348	0,033	7,261	1,7
274	2	0,3003	8,75	0,5678	7,654	0,064	8,172	9,0
275	2	0,3063	6,57	0,3498	6,196	0,052	6,356	3,6
276	2	0,3039	8,29	0,6746	7,967	0,039	8,109	2,5
277	2	0,3075	6,57	0,3787	6,708	0,058	6,613	2,0
278	2	0,3039	8,59	0,4470	7,919	0,046	8,231	5,4
279	2	0,3012	7,32	0,3542	6,419	0,020	6,862	9,1
280	2	0,3015	7,11	0,3708	6,251	0,020	6,671	8,9
281	2	0,3046	8,38	0,6857	8,095	0,037	8,221	2,2
282	2	0,3042	8,67	0,5289	7,587	0,045	8,107	9,1
283	2	0,3111	6,68	0,4358	6,065	0,043	6,351	6,4
284	2	0,3052	8,72	0,5247	7,748	0,045	8,211	8,0

Број	тип	$m_1$ kg/s	$Q_1$ kW	$m_2$ kg/s	$Q_2$ kW	$Q_{\text{kond}}$ kW	$Q_{\text{sr}}$ kW	$\Delta_{\text{st}}$ %
285	2	0,3023	7,73	0,3734	6,927	0,022	7,319	7,6
286	2	0,3091	6,15	0,3498	5,901	0,052	6,001	2,3
287	2	0,3031	7,85	0,4395	7,600	0,027	7,710	2,0
288	2	0,3062	8,33	0,6801	9,179	0,037	8,738	7,1
289	2	0,3097	6,60	0,3665	6,183	0,056	6,362	4,0
290	2	0,3035	7,55	0,3858	6,506	0,022	7,019	10,3
291	2	0,3105	6,81	0,3731	6,452	0,056	6,601	3,2
292	2	0,3128	6,86	0,5191	6,349	0,043	6,584	5,0
293	2	0,3044	7,97	0,4589	7,741	0,027	7,840	1,8
294	2	0,3040	7,72	0,4278	7,578	0,030	7,636	1,1
295	2	0,3053	7,49	0,3817	6,436	0,022	6,952	10,5
296	2	0,3051	7,24	0,3656	6,472	0,021	6,845	7,7
297	2	0,3059	7,92	0,4284	7,407	0,031	7,646	4,4
298	2	0,3126	6,57	0,3442	5,953	0,052	6,237	6,5
299	2	0,3095	8,97	0,5211	7,693	0,043	8,309	10,5
300	2	0,3144	6,83	0,3748	5,849	0,054	6,314	10,4
301	2	0,3150	6,84	0,3742	6,472	0,056	6,629	3,3
302	2	0,3176	6,80	0,5247	6,637	0,043	6,698	1,3
303	2	0,3140	8,10	0,4931	7,494	0,055	7,769	5,0
304	2	0,3139	8,16	0,4890	7,638	0,053	7,873	4,2
305	2	0,3186	8,32	0,5026	7,424	0,043	7,853	7,7
306	2	0,3171	6,71	0,3767	6,198	0,055	6,425	5,0
307	2	0,3170	7,45	0,4015	7,289	0,051	7,342	1,0
308	2	0,3187	8,55	0,4804	7,911	0,055	8,201	5,0
309	2	0,3205	8,40	0,4223	7,668	0,051	8,010	6,0
310	2	0,3209	7,82	0,4029	7,315	0,051	7,544	4,3
311	2	0,3226	7,87	0,4184	7,243	0,052	7,529	5,4
312	2	0,3399	9,584	0,5508	9,063	0,109	9,269	3,1
313	2	0,3397	9,978	0,6497	9,592	0,105	9,732	2,0
314	2	0,3416	10,034	0,6505	9,331	0,108	9,628	4,4
315	2	0,3422	10,156	0,6488	9,580	0,107	9,815	3,4
316	2	0,3424	9,923	0,5444	8,729	0,107	9,273	8,3
317	2	0,3424	9,861	0,6513	9,342	0,104	9,550	3,1
318	2	0,3434	9,675	0,5453	8,511	0,105	9,041	8,3
319	2	0,3441	9,951	0,5489	9,030	0,106	9,438	6,1
320	2	0,3445	10,01	0,6527	9,363	0,106	9,633	4,0
321	2	0,3442	9,050	0,4947	8,137	0,086	8,551	6,8
322	2	0,3448	8,752	0,4778	8,464	0,074	8,571	1,8
323	2	0,3457	9,583	0,5525	8,857	0,105	9,167	4,8
324	2	0,3460	7,729	0,3728	7,546	0,062	7,606	1,1
325	2	0,3483	8,208	0,4283	7,948	0,068	8,044	1,7

Број	тип	$m_1$ kg/s	$Q_1$ kW	$m_2$ kg/s	$Q_2$ kW	$Q_{\text{kond}}$ kW	$Q_{\text{sr}}$ kW	$\Delta_{\text{st}}$ %
326	2	0,3482	8,001	0,3698	6,860	0,061	7,400	10,3
327	2	0,3484	8,545	0,4386	7,770	0,074	8,121	6,1
328	2	0,3489	8,764	0,4142	7,512	0,069	8,103	10,3
329	2	0,3493	8,900	0,4636	8,409	0,073	8,618	3,4
330	2	0,3497	9,177	0,5053	8,525	0,091	8,806	4,5
331	2	0,3502	7,919	0,3778	6,849	0,063	7,353	9,7
332	2	0,3536	7,840	0,3597	6,673	0,063	7,225	10,8
333	2	0,3551	8,414	0,3587	8,771	0,087	8,549	3,7
334	2	0,3570	8,317	0,3600	8,348	0,088	8,288	1,0
335	2	0,3581	8,570	0,3620	7,782	0,088	8,132	6,1
336	2	0,3581	9,691	0,6796	9,744	0,096	9,669	1,1
337	2	0,3615	10,660	0,5350	9,703	0,100	10,132	6,0
338	2	0,3616	9,106	0,6144	9,328	0,094	9,170	2,4
339	2	0,3625	9,618	0,4553	9,217	0,085	9,375	2,4
340	2	0,3630	8,823	0,3673	8,208	0,084	8,473	4,4
341	2	0,3636	9,594	0,4545	9,777	0,089	9,641	2,0
342	2	0,3638	9,791	0,6124	9,300	0,092	9,499	3,0
343	2	0,3640	9,434	0,4544	9,199	0,085	9,274	1,1
344	2	0,3642	9,779	0,4498	8,917	0,099	9,299	5,8
345	2	0,3644	9,726	0,6074	9,477	0,097	9,553	1,1
346	2	0,3641	9,718	0,6146	9,590	0,097	9,606	0,2
347	2	0,3640	10,00	0,6871	9,560	0,098	9,731	2,5
348	2	0,3649	8,476	0,3639	7,825	0,087	8,107	4,9
349	2	0,3657	9,347	0,4464	9,604	0,095	9,428	2,6
350	2	0,3653	9,051	0,5413	9,356	0,092	9,158	3,1
351	2	0,3662	9,121	0,3670	9,286	0,086	9,161	1,9
352	2	0,3665	9,790	0,6141	9,582	0,095	9,638	0,8
353	2	0,3662	10,300	0,6801	9,751	0,096	9,978	3,2
354	2	0,3666	10,364	0,5363	9,953	0,100	10,108	2,2
355	2	0,3672	8,852	0,3587	8,319	0,084	8,544	3,7
356	2	0,3669	9,978	0,5252	8,638	0,087	9,264	9,6
357	2	0,3678	9,745	0,4564	10,011	0,088	9,834	2,5
358	2	0,3672	9,774	0,6790	9,737	0,093	9,709	0,4
359	2	0,3683	9,149	0,5363	9,270	0,092	9,164	1,6
360	2	0,3692	9,231	0,5374	9,518	0,092	9,329	2,9
361	2	0,3687	10,097	0,6121	9,811	0,095	9,907	1,4
362	2	0,3700	9,061	0,3592	8,484	0,083	8,731	4,0
363	2	0,3698	9,924	0,6096	9,513	0,094	9,672	2,3
364	2	0,3700	9,748	0,4570	9,251	0,083	9,458	3,1
365	2	0,3705	9,056	0,5330	8,540	0,088	8,754	3,5

Табела 7.10 Резултати топлотне снаге на основу мерења и прорачуна, као и дисперзије топлотне снаге у режимима са кондензацијом паре  
 $\Delta(\Delta Q)$  – грешка при израчунавању топлотне снаге

Број	тип	$Q_{sr}$ kW	$Q_{num}$ kW	$\Delta(\Delta Q)$ %	Број	тип	$Q_{sr}$ kW	$Q_{num}$ kW	$\Delta(\Delta Q)$ %
1	1	2,90	3,31	-14,1	184	2	5,90	6,19	5,0
2	1	3,10	3,59	-15,7	185	2	6,20	6,51	5,0
3	1	3,20	3,61	-12,8	186	2	6,20	6,50	4,8
4	1	3,00	3,43	-14,4	187	2	6,50	6,73	3,6
5	1	3,10	3,47	-11,9	188	2	6,20	6,24	0,7
6	1	3,30	3,74	-13,2	189	2	6,30	6,78	7,6
7	1	3,20	3,66	-14,3	190	2	6,10	6,23	2,2
8	1	3,30	3,84	-16,2	191	2	5,90	5,86	-0,7
9	1	3,20	3,56	-11,3	192	2	6,20	6,17	-0,5
10	1	3,40	3,97	-16,8	193	2	6,00	6,01	0,2
11	1	3,20	3,47	-8,5	194	2	6,30	6,71	6,5
12	1	3,30	4,03	-22,0	195	2	6,30	6,48	2,9
13	1	4,30	4,39	-2,1	196	2	6,20	6,35	2,4
14	1	4,30	4,23	1,6	197	2	6,90	6,82	-1,1
15	1	4,20	4,30	-2,5	198	2	6,30	6,47	2,7
16	1	5,00	5,37	-7,3	199	2	6,00	6,03	0,5
17	1	5,40	5,44	-0,8	200	2	5,90	6,14	4,0
18	1	4,50	4,57	-1,6	201	2	6,10	6,20	1,7
19	1	5,50	5,68	-3,4	202	2	6,10	5,91	-3,0
20	1	5,20	5,09	2,0	203	2	6,20	6,32	2,0
21	1	4,50	4,70	-4,4	204	2	6,10	6,13	0,5
22	1	5,50	5,31	3,5	205	2	7,50	7,28	-2,9
23	1	5,30	5,48	-3,4	206	2	6,90	6,89	-0,1
24	1	5,70	5,53	3,0	207	2	7,10	6,95	-2,1
25	1	5,40	5,57	-3,2	208	2	7,00	7,03	0,4
26	1	5,00	5,14	-2,8	209	2	7,10	6,91	-2,6
27	1	5,50	5,44	1,1	210	2	7,10	6,95	-2,1
28	1	5,60	5,54	1,0	211	2	7,80	7,41	-5,1
29	1	4,80	5,23	-8,9	212	2	7,60	7,25	-4,6
30	1	4,50	4,74	-5,2	213	2	6,50	6,68	2,8
31	1	5,80	5,80	0,1	214	2	7,00	7,53	7,6
32	1	5,80	5,72	1,3	215	2	7,60	8,23	8,3
33	1	5,40	5,43	-0,5	216	2	7,20	7,69	6,9
34	1	5,70	5,86	-2,7	217	2	6,60	6,70	1,6
35	1	5,40	5,60	-3,8	218	2	6,60	7,11	7,7
36	1	5,40	5,45	-1,0	219	2	7,70	7,86	2,1
37	1	5,70	5,61	1,6	220	2	7,60	8,06	6,1

Број	тип	$Q_{sr}$ kW	$Q_{num}$ kW	$\Delta(\Delta Q)$ %	Број	тип	$Q_{sr}$ kW	$Q_{num}$ kW	$\Delta(\Delta Q)$ %
38	1	5,70	6,05	-6,2	221	2	7,30	7,78	6,6
39	1	5,80	5,78	0,4	222	2	7,20	7,86	9,1
40	1	5,40	5,50	-1,9	223	2	6,40	6,87	7,3
41	1	5,90	5,84	1,1	224	2	7,10	7,50	5,7
42	1	5,60	5,53	1,3	225	2	6,40	6,89	7,6
43	1	4,40	4,66	-5,9	226	2	6,70	7,28	8,6
44	1	4,60	4,86	-5,8	227	2	7,20	7,75	7,7
45	1	5,70	5,85	-2,6	228	2	7,70	8,19	6,3
46	1	4,70	4,64	1,4	229	2	6,90	7,36	6,7
47	1	5,10	5,16	-1,1	230	2	6,40	6,99	9,2
48	1	4,50	4,80	-6,7	231	2	7,10	7,38	3,9
49	1	4,90	5,08	-3,7	232	2	6,50	7,05	8,5
50	1	4,60	4,70	-2,3	233	2	6,20	6,75	8,8
51	1	6,30	6,40	-1,6	234	2	6,90	7,39	7,1
52	1	6,30	6,41	-1,7	235	2	7,40	7,84	5,9
53	1	6,20	6,79	-9,5	236	2	6,70	7,23	7,9
54	1	6,20	6,05	2,4	237	2	7,70	8,01	4,0
55	1	6,40	6,35	0,8	238	2	8,00	8,40	5,0
56	1	6,00	6,30	-5,0	239	2	7,10	7,26	2,3
57	1	6,10	6,13	-0,4	240	2	7,80	8,18	4,8
58	1	5,70	5,80	-1,7	241	2	8,10	8,32	2,7
59	1	6,00	6,09	-1,5	242	2	8,10	7,97	-1,6
60	1	6,10	5,98	1,9	243	2	7,40	7,55	2,0
61	1	6,30	6,51	-3,3	244	2	7,00	7,27	3,9
62	1	6,70	6,69	0,1	245	2	7,80	8,05	3,2
63	1	6,30	6,29	0,1	246	2	7,20	7,45	3,5
64	1	6,10	6,35	-4,1	247	2	7,90	8,18	3,5
65	1	6,20	6,56	-5,9	248	2	7,10	7,40	4,3
66	1	6,40	6,40	0,0	249	2	7,10	7,36	3,6
67	1	6,00	6,12	-2,0	250	2	9,50	9,03	-5,0
68	1	6,00	6,20	-3,3	251	2	7,70	7,64	-0,8
69	1	6,20	6,63	-6,9	252	2	8,90	8,63	-3,1
70	1	6,00	6,17	-2,8	253	2	7,40	7,33	-1,0
71	1	5,90	6,05	-2,6	254	2	7,60	7,25	-4,6
72	1	6,10	6,16	-0,9	255	2	8,30	8,06	-2,9
73	1	6,40	6,69	-4,6	256	2	9,60	9,19	-4,2
74	1	6,00	6,39	-6,6	257	2	8,30	8,49	2,3
75	1	6,00	6,33	-5,4	258	2	8,30	8,33	0,4
76	1	7,10	7,43	-4,7	259	2	8,60	8,22	-4,4
77	1	7,10	7,41	-4,3	260	2	7,00	7,43	6,1
78	1	7,20	7,52	-4,5	261	2	9,40	9,22	-1,9

Број	тип	$Q_{sr}$ kW	$Q_{num}$ kW	$\Delta(\Delta Q)$ %	Број	тип	$Q_{sr}$ kW	$Q_{num}$ kW	$\Delta(\Delta Q)$ %
79	1	7,10	7,73	-8,8	262	2	8,50	8,16	-4,0
80	1	7,40	7,54	-2,0	263	2	8,80	8,44	-4,1
81	1	6,80	7,09	-4,2	264	2	7,80	7,76	-0,5
82	1	7,10	7,43	-4,6	265	2	9,00	8,58	-4,7
83	1	7,40	8,12	-9,7	266	2	7,40	7,33	-1,0
84	1	6,40	6,87	-7,3	267	2	7,90	7,56	-4,3
85	1	6,90	7,28	-5,6	268	2	7,10	7,70	8,4
86	1	6,40	6,93	-8,4	269	2	7,40	7,08	-4,3
87	1	7,00	7,41	-5,8	270	2	8,70	8,34	-4,1
88	1	7,10	7,33	-3,3	271	2	9,30	9,09	-2,3
89	1	7,30	7,77	-6,4	272	2	8,50	8,39	-1,3
90	1	6,10	6,20	-1,6	273	2	6,70	7,26	8,4
91	1	6,90	7,17	-3,9	274	2	8,50	8,18	-3,8
92	1	6,50	6,71	-3,2	275	2	6,40	6,36	-0,7
93	1	7,00	7,37	-5,2	276	2	8,10	8,11	0,1
94	1	6,10	6,11	-0,1	277	2	6,50	6,61	1,7
95	1	7,10	7,52	-5,9	278	2	8,50	8,23	-3,2
96	1	6,90	7,32	-6,1	279	2	7,10	6,86	-3,4
97	1	6,80	7,24	-6,4	280	2	7,00	6,67	-4,7
98	1	7,00	7,38	-5,5	281	2	8,20	8,22	0,3
99	1	6,10	6,22	-1,9	282	2	8,40	8,11	-3,5
100	1	5,80	6,22	-7,3	283	2	6,50	6,35	-2,3
101	1	6,50	6,71	-3,2	284	2	8,40	8,21	-2,3
102	1	6,20	6,31	-1,9	285	2	7,60	7,32	-3,7
103	1	7,10	7,33	-3,3	286	2	6,10	6,00	-1,6
104	1	6,80	7,21	-6,1	287	2	8,00	7,71	-3,6
105	1	7,00	7,24	-3,4	288	2	7,90	8,74	10,6
106	1	6,40	6,80	-6,3	289	2	6,40	6,36	-0,6
107	1	5,90	5,94	-0,7	290	2	7,40	7,02	-5,1
108	1	5,90	6,01	-1,9	291	2	6,70	6,60	-1,5
109	1	5,70	5,98	-5,0	292	2	6,70	6,58	-1,7
110	1	5,40	5,69	-5,4	293	2	8,00	7,84	-2,0
111	1	5,30	5,50	-3,7	294	2	8,00	7,64	-4,6
112	1	6,10	6,50	-6,5	295	2	7,30	6,95	-4,8
113	1	6,90	6,95	-0,8	296	2	7,20	6,85	-4,9
114	1	6,20	6,37	-2,7	297	2	7,90	7,65	-3,2
115	1	6,60	6,95	-5,4	298	2	6,40	6,24	-2,5
116	1	7,10	7,17	-0,9	299	2	8,60	8,31	-3,4
117	1	6,40	6,51	-1,7	300	2	6,50	6,31	-2,9
118	1	7,00	7,01	-0,1	301	2	6,60	6,63	0,4
119	1	6,50	6,45	0,8	302	2	6,60	6,70	1,5

Број	тип	$Q_{sr}$ kW	$Q_{num}$ kW	$\Delta(\Delta Q)$ %	Број	тип	$Q_{sr}$ kW	$Q_{num}$ kW	$\Delta(\Delta Q)$ %
120	1	6,50	6,78	-4,3	303	2	7,80	7,77	-0,4
121	1	5,50	5,87	-6,6	304	2	8,00	7,87	-1,6
122	1	6,10	6,18	-1,3	305	2	7,80	7,85	0,7
123	1	6,70	6,52	2,7	306	2	6,50	6,43	-1,2
124	1	7,60	7,66	-0,7	307	2	7,30	7,34	0,6
125	1	5,20	5,50	-5,8	308	2	8,20	8,20	0,0
126	1	6,80	6,77	0,5	309	2	8,00	8,01	0,1
127	1	5,90	6,31	-7,0	310	2	7,40	7,54	2,0
128	1	5,50	5,79	-5,2	311	2	7,50	7,53	0,4
129	1	7,10	7,04	0,9	312	2	9,300	9,27	-0,3
130	1	6,00	6,15	-2,6	313	2	9,600	9,73	1,4
131	1	7,10	7,44	-4,8	314	2	9,800	9,63	-1,8
132	1	6,20	6,44	-3,9	315	2	9,700	9,81	1,2
133	1	5,60	5,76	-2,9	316	2	9,500	9,27	-2,4
134	1	6,50	6,64	-2,1	317	2	9,600	9,55	-0,5
135	1	6,10	6,15	-0,9	318	2	9,500	9,04	-4,8
136	1	5,50	5,83	-6,1	319	2	9,500	9,44	-0,7
137	1	6,80	7,09	-4,3	320	2	9,700	9,63	-0,7
138	2	4,80	4,94	2,9	321	2	8,700	8,55	-1,7
139	2	4,50	4,53	0,6	322	2	8,500	8,57	0,8
140	2	4,90	4,94	0,8	323	2	9,400	9,17	-2,5
141	2	4,70	5,04	7,3	324	2	7,500	7,61	1,4
142	2	5,50	5,45	-0,9	325	2	7,900	8,04	1,8
143	2	4,90	5,25	7,2	326	2	7,700	7,40	-3,9
144	2	4,90	5,32	8,5	327	2	8,200	8,12	-1,0
145	2	5,30	5,49	3,7	328	2	8,200	8,10	-1,2
146	2	5,30	5,27	-0,6	329	2	8,600	8,62	0,2
147	2	5,00	5,12	2,3	330	2	8,900	8,81	-1,1
148	2	5,10	5,62	10,1	331	2	7,500	7,35	-2,0
149	2	5,40	5,56	2,9	332	2	7,400	7,23	-2,4
150	2	4,90	4,77	-2,7	333	2	8,500	8,55	0,6
151	2	5,00	5,59	11,7	334	2	8,500	8,29	-2,5
152	2	5,10	5,17	1,4	335	2	8,200	8,13	-0,8
153	2	5,50	5,57	1,4	336	2	9,700	9,67	-0,3
154	2	4,90	4,87	-0,7	337	2	10,200	10,13	-0,7
155	2	4,90	5,35	9,3	338	2	9,500	9,17	-3,5
156	2	5,10	5,14	0,7	339	2	9,400	9,37	-0,3
157	2	5,30	5,53	4,3	340	2	8,900	8,47	-4,8
158	2	5,40	5,78	7,0	341	2	9,600	9,64	0,4
159	2	5,00	4,91	-1,9	342	2	9,900	9,50	-4,0
160	2	5,10	5,64	10,7	343	2	9,400	9,27	-1,3



Број	тип	$Q_{sr}$ kW	$Q_{num}$ kW	$\Delta(\Delta Q)$ %	Број	тип	$Q_{sr}$ kW	$Q_{num}$ kW	$\Delta(\Delta Q)$ %
161	2	5,30	5,69	7,3	344	2	9,600	9,30	-3,1
162	2	5,00	5,05	0,9	345	2	9,400	9,55	1,6
163	2	4,80	5,05	5,2	346	2	9,600	9,61	0,1
164	2	5,30	5,53	4,4	347	2	9,700	9,73	0,3
165	2	5,00	4,97	-0,6	348	2	8,600	8,11	-5,7
166	2	5,40	5,68	5,2	349	2	9,500	9,43	-0,8
167	2	5,50	5,37	-2,5	350	2	9,100	9,16	0,6
168	2	5,00	4,86	-2,8	351	2	9,000	9,16	1,8
169	2	5,20	5,29	1,8	352	2	9,800	9,64	-1,7
170	2	5,10	5,04	-1,2	353	2	10,000	9,98	-0,2
171	2	4,80	5,03	4,8	354	2	9,800	10,11	3,1
172	2	5,10	5,40	6,0	355	2	9,000	8,54	-5,1
173	2	5,60	5,70	1,8	356	2	9,400	9,26	-1,4
174	2	5,00	5,16	3,2	357	2	9,800	9,83	0,3
175	2	5,20	5,11	-1,7	358	2	9,500	9,71	2,2
176	2	5,10	5,21	2,1	359	2	9,100	9,16	0,7
177	2	6,30	6,06	-3,8	360	2	9,500	9,33	-1,8
178	2	5,90	5,99	1,5	361	2	10,000	9,91	-0,9
179	2	6,40	6,79	6,1	362	2	9,200	8,73	-5,1
180	2	6,30	6,72	6,6	363	2	9,700	9,67	-0,3
181	2	6,20	6,13	-1,1	364	2	9,600	9,46	-1,5
182	2	6,10	6,09	-0,2	365	2	9,200	8,75	-4,8
183	2	5,90	5,89	-0,1					

Табела 7.11 Резултати масених протока кондензата добијених на основу мерења и прорачуна, као и дисперзије масених протока кондензата у режимима са кондензацијом паре

$\Delta(\Delta m_{\text{kond}})$  – грешка при израчунавању количине кондензата

Број	тип	$m_{\text{kond}}$ kg/h	$m_{\text{num}}$ kg/h	$\Delta(\Delta m_{\text{kond}})$ %	Број	тип	$m_{\text{kond}}$ kg/h	$m_{\text{num}}$ kg/h	$\Delta(\Delta m_{\text{kond}})$ %
1	1	1,230	1,650	-34,1	184	2	1,390	1,212	-12,8
2	1	1,370	1,650	-20,4	185	2	1,080	0,590	-45,4
3	1	1,500	1,650	-10,0	186	2	1,580	1,128	-28,6
4	1	1,430	1,560	-9,1	187	2	1,190	0,950	-20,2
5	1	1,330	1,650	-24,1	188	2	1,180	0,590	-50,0
6	1	1,700	1,560	8,2	189	2	1,350	1,280	-5,2
7	1	1,660	1,464	11,8	190	2	0,560	0,295	-47,3
8	1	1,650	1,788	-8,4	191	2	1,140	1,212	6,3
9	1	1,590	1,464	7,9	192	2	0,900	0,470	-47,8
10	1	1,800	1,464	18,7	193	2	0,720	0,295	-59,0
11	1	1,530	1,560	-2,0	194	2	1,250	0,950	-24,0
12	1	1,610	1,560	3,1	195	2	1,380	1,280	-7,2
13	1	1,680	0,996	40,7	196	2	1,450	0,950	-34,5
14	1	1,540	0,996	35,3	197	2	1,280	1,280	0,0
15	1	1,430	0,996	30,3	198	2	0,860	0,470	-45,3
16	1	1,770	1,240	29,9	199	2	0,690	0,470	-31,9
17	1	2,140	2,010	6,1	200	2	0,520	0,295	-43,3
18	1	1,500	1,240	17,3	201	2	0,680	0,470	-30,9
19	1	1,390	1,380	0,7	202	2	0,820	0,295	-64,0
20	1	1,970	1,890	4,1	203	2	0,680	0,295	-56,6
21	1	3,070	2,780	9,4	204	2	0,590	0,330	-44,1
22	1	2,170	1,890	12,9	205	2	2,770	2,148	-22,5
23	1	2,850	3,240	-13,7	206	2	1,970	1,940	-1,5
24	1	2,610	2,745	-5,2	207	2	2,100	1,940	-7,6
25	1	2,680	2,745	-2,4	208	2	2,000	2,148	7,4
26	1	2,100	2,010	4,3	209	2	2,180	1,940	-11,0
27	1	1,700	1,240	27,1	210	2	2,230	2,148	-3,7
28	1	1,490	1,380	7,4	211	2	4,520	4,770	5,5
29	1	3,010	2,780	7,6	212	2	4,360	4,944	13,4
30	1	1,640	1,240	24,4	213	2	1,910	1,028	-46,2
31	1	2,950	3,240	-9,8	214	2	1,990	1,806	-9,2
32	1	3,000	3,180	-6,0	215	2	2,560	1,806	-29,5
33	1	2,070	1,890	8,7	216	2	2,130	1,728	-18,9
34	1	2,960	3,240	-9,5	217	2	1,770	1,028	-41,9
35	1	2,120	2,124	-0,2	218	2	1,640	1,398	-14,8

Број	тип	$m_{\text{kond}}$ kg/h	$m_{\text{num}}$ kg/h	$\Delta(\Delta m_{\text{kond}})$ %	Број	тип	$m_{\text{kond}}$ kg/h	$m_{\text{num}}$ kg/h	$\Delta(\Delta m_{\text{kond}})$ %
36	1	2,040	1,890	7,4	219	2	2,620	1,028	-60,8
37	1	2,800	3,180	-13,6	220	2	2,610	1,806	-30,8
38	1	2,250	2,124	5,6	221	2	2,020	1,728	-14,5
39	1	2,970	3,240	-9,1	222	2	2,180	1,806	-17,2
40	1	2,770	2,780	-0,4	223	2	2,270	1,398	-38,4
41	1	3,060	3,180	-3,9	224	2	1,340	1,028	-23,3
42	1	2,760	2,745	0,5	225	2	1,530	0,972	-36,5
43	1	1,740	1,950	-12,1	226	2	1,370	1,028	-25,0
44	1	1,990	1,950	2,0	227	2	1,940	1,728	-10,9
45	1	2,860	2,745	4,0	228	2	2,250	1,806	-19,7
46	1	2,050	1,710	16,6	229	2	1,550	1,728	11,5
47	1	1,760	1,950	-10,8	230	2	1,210	0,972	-19,7
48	1	2,290	2,380	-3,9	231	2	2,070	1,398	-32,5
49	1	2,280	1,710	25,0	232	2	1,220	1,398	14,6
50	1	1,890	1,950	-3,2	233	2	0,910	1,028	13,0
51	1	2,560	2,655	-3,7	234	2	1,620	1,398	-13,7
52	1	2,650	2,484	6,3	235	2	2,090	1,728	-17,3
53	1	2,570	2,340	8,9	236	2	1,490	0,972	-34,8
54	1	2,380	2,484	-4,4	237	2	2,670	2,510	-6,0
55	1	2,190	2,180	0,5	238	2	3,090	2,510	-18,8
56	1	2,720	2,655	2,4	239	2	1,990	1,992	0,1
57	1	2,340	2,130	9,0	240	2	2,850	2,436	-14,5
58	1	2,100	2,070	1,4	241	2	2,740	2,510	-8,4
59	1	2,400	2,340	2,5	242	2	2,950	2,305	-21,9
60	1	2,430	2,070	14,8	243	2	2,170	1,992	-8,2
61	1	2,880	2,655	7,8	244	2	1,820	1,992	9,5
62	1	2,600	2,340	10,0	245	2	2,620	2,436	-7,0
63	1	2,490	2,484	0,2	246	2	2,080	1,668	-19,8
64	1	2,260	2,130	5,8	247	2	2,660	2,436	-8,4
65	1	2,420	2,180	9,9	248	2	1,920	1,668	-13,1
66	1	2,520	2,484	1,4	249	2	1,940	1,668	-14,0
67	1	2,210	2,130	3,6	250	2	4,890	4,455	-8,9
68	1	2,190	1,820	16,9	251	2	2,570	2,305	-10,3
69	1	2,440	2,180	10,7	252	2	4,000	2,730	-31,8
70	1	2,130	1,900	10,8	253	2	1,600	1,170	-26,9
71	1	2,050	1,820	11,2	254	2	2,950	3,828	29,8
72	1	2,320	1,900	18,1	255	2	2,830	2,305	-18,6
73	1	2,680	2,070	22,8	256	2	3,130	2,340	-25,2
74	1	2,100	1,900	9,5	257	2	4,250	3,945	-7,2
75	1	2,070	1,820	12,1	258	2	3,110	2,844	-8,6
76	1	3,610	3,165	12,3	259	2	3,250	3,765	15,8

Број	тип	$m_{\text{kond}}$ kg/h	$m_{\text{num}}$ kg/h	$\Delta(\Delta m_{\text{kond}})$ %	Број	тип	$m_{\text{kond}}$ kg/h	$m_{\text{num}}$ kg/h	$\Delta(\Delta m_{\text{kond}})$ %
77	1	3,490	3,165	9,3	260	2	2,990	2,396	-19,9
78	1	3,850	3,450	10,4	261	2	3,660	3,945	7,8
79	1	3,560	3,165	11,1	262	2	3,290	3,030	-7,9
80	1	4,160	3,450	17,1	263	2	4,000	3,900	-2,5
81	1	3,330	3,324	0,2	264	2	2,470	2,604	5,4
82	1	3,570	3,450	3,4	265	2	3,460	3,792	9,6
83	1	4,090	3,708	9,3	266	2	1,910	1,360	-28,8
84	1	3,020	2,480	17,9	267	2	1,510	1,170	-22,5
85	1	3,710	3,480	6,2	268	2	3,030	2,396	-20,9
86	1	3,610	3,324	7,9	269	2	1,450	1,170	-19,3
87	1	3,010	2,480	17,6	270	2	3,600	3,030	-15,8
88	1	3,780	3,396	10,2	271	2	2,940	2,784	-5,3
89	1	3,810	3,708	2,7	272	2	3,270	3,705	13,3
90	1	2,670	2,480	7,1	273	2	2,750	2,052	-25,4
91	1	3,740	3,480	7,0	274	2	3,080	2,784	-9,6
92	1	3,160	2,955	6,5	275	2	3,340	3,150	-5,7
93	1	3,730	3,396	9,0	276	2	3,010	2,340	-22,3
94	1	2,570	2,448	4,7	277	2	3,390	2,730	-19,5
95	1	3,670	3,324	9,4	278	2	3,500	3,504	0,1
96	1	3,680	2,955	19,7	279	2	3,220	2,220	-31,1
97	1	3,500	3,396	3,0	280	2	1,170	0,930	-20,5
98	1	3,590	3,480	3,1	281	2	1,080	0,930	-13,9
99	1	2,150	2,448	-13,9	282	2	2,680	2,748	2,5
100	1	2,570	2,448	4,7	283	2	2,860	2,808	-1,8
101	1	2,980	2,480	16,8	284	2	3,110	2,640	-15,1
102	1	3,510	3,396	3,2	285	2	1,950	1,360	-30,3
103	1	2,630	2,448	6,9	286	2	1,290	1,060	-17,8
104	1	3,560	3,396	4,6	287	2	3,060	3,150	2,9
105	1	3,410	2,955	13,3	288	2	2,670	2,220	-16,9
106	1	2,800	2,480	11,4	289	2	3,390	3,504	3,4
107	1	2,320	2,100	9,5	290	2	1,270	1,060	-16,5
108	1	2,220	2,100	5,4	291	2	2,920	2,570	-12,0
109	1	1,980	2,100	-6,1	292	2	3,800	3,504	-7,8
110	1	2,140	1,605	25,0	293	2	1,890	1,360	-28,0
111	1	1,860	1,605	13,7	294	2	1,760	1,605	-8,8
112	1	2,430	2,250	7,4	295	2	1,100	0,930	-15,5
113	1	2,980	2,700	9,4	296	2	0,980	0,930	-5,1
114	1	2,900	2,688	7,3	297	2	1,970	1,605	-18,5
115	1	2,620	2,250	14,1	298	2	3,460	3,150	-9,0
116	1	3,100	2,895	6,6	299	2	3,190	2,604	-18,4
117	1	3,140	2,700	14,0	300	2	3,650	3,405	-6,7

Број	тип	$m_{\text{kond}}$ kg/h	$m_{\text{num}}$ kg/h	$\Delta(\Delta m_{\text{kond}})$ %	Број	тип	$m_{\text{kond}}$ kg/h	$m_{\text{num}}$ kg/h	$\Delta(\Delta m_{\text{kond}})$ %
118	1	2,640	2,250	14,8	301	2	3,640	3,405	-6,5
119	1	2,700	2,625	2,8	302	2	2,850	2,570	-9,8
120	1	2,720	2,688	1,2	303	2	3,990	3,456	-13,4
121	1	2,410	2,325	3,5	304	2	3,660	3,456	-5,6
122	1	2,970	2,688	9,5	305	2	3,700	2,808	-24,1
123	1	2,060	1,728	16,1	306	2	3,460	3,405	-1,6
124	1	3,670	2,895	21,1	307	2	3,320	3,370	1,5
125	1	2,890	2,625	9,2	308	2	3,990	3,456	-13,4
126	1	1,820	1,605	11,8	309	2	3,960	3,370	-14,9
127	1	2,150	2,250	-4,7	310	2	3,420	3,370	-1,5
128	1	2,120	1,728	18,5	311	2	3,560	3,370	-5,3
129	1	3,070	2,700	12,1	312	2	7,810	8,040	2,9
130	1	2,270	2,325	-2,4	313	2	7,530	7,845	4,2
131	1	3,040	2,895	4,8	314	2	7,970	8,040	0,9
132	1	2,340	2,688	-14,9	315	2	7,940	8,040	1,3
133	1	2,140	1,728	19,3	316	2	7,710	7,920	2,7
134	1	2,790	2,625	5,9	317	2	7,630	8,136	6,6
135	1	2,320	2,325	-0,2	318	2	7,650	8,136	6,4
136	1	1,920	1,728	10,0	319	2	7,730	8,136	5,3
137	1	2,740	2,700	1,5	320	2	7,860	7,920	0,8
138	2	2,000	2,160	8,0	321	2	6,230	6,570	5,5
139	2	1,730	2,160	24,9	322	2	5,740	5,570	-3,0
140	2	1,900	1,940	2,1	323	2	7,520	7,845	4,3
141	2	1,760	1,752	-0,5	324	2	4,180	4,278	2,3
142	2	2,090	2,154	3,1	325	2	4,920	4,940	0,4
143	2	2,020	1,752	-13,3	326	2	4,490	4,278	-4,7
144	2	1,740	1,800	3,4	327	2	5,270	5,570	5,7
145	2	2,160	2,160	0,0	328	2	5,190	4,940	-4,8
146	2	2,040	2,160	5,9	329	2	5,670	5,570	-1,8
147	2	2,300	1,900	-17,4	330	2	6,460	6,570	1,7
148	2	1,770	1,758	-0,7	331	2	4,290	4,278	-0,3
149	2	2,100	2,154	2,6	332	2	4,400	4,248	-3,5
150	2	1,900	2,160	13,7	333	2	5,310	4,973	-6,4
151	2	1,780	1,800	1,1	334	2	5,260	4,973	-5,5
152	2	2,010	1,940	-3,5	335	2	4,950	4,973	0,5
153	2	2,340	1,940	-17,1	336	2	5,920	5,640	-4,7
154	2	2,110	1,940	-8,1	337	2	6,550	5,970	-8,9
155	2	1,850	1,752	-5,3	338	2	5,870	5,720	-2,6
156	2	1,910	1,940	1,6	339	2	5,580	5,060	-9,3
157	2	1,580	1,758	11,3	340	2	5,270	4,850	-8,0
158	2	2,230	1,800	-19,3	341	2	5,810	5,430	-6,5

Број	тип	$m_{\text{kond}}$ kg/h	$m_{\text{num}}$ kg/h	$\Delta(\Delta m_{\text{kond}})$ %	Број	тип	$m_{\text{kond}}$ kg/h	$m_{\text{num}}$ kg/h	$\Delta(\Delta m_{\text{kond}})$ %
159	2	2,090	1,800	-13,9	342	2	6,020	5,720	-5,0
160	2	2,150	1,900	-11,6	343	2	5,700	5,060	-11,2
161	2	1,720	1,788	4,0	344	2	6,070	5,820	-4,1
162	2	2,010	1,800	-10,4	345	2	5,850	5,700	-2,6
163	2	1,760	1,758	-0,1	346	2	5,840	5,790	-0,9
164	2	1,730	1,812	4,7	347	2	5,900	5,640	-4,4
165	2	1,830	1,758	-3,9	348	2	5,190	4,850	-6,6
166	2	2,300	1,940	-15,7	349	2	5,640	5,330	-5,5
167	2	2,140	2,154	0,7	350	2	5,970	5,820	-2,5
168	2	1,720	1,788	4,0	351	2	5,640	4,850	-14,0
169	2	1,930	2,154	11,6	352	2	6,220	5,640	-9,3
170	2	1,870	1,758	-6,0	353	2	6,060	5,720	-5,6
171	2	1,740	1,812	4,1	354	2	6,270	5,970	-4,8
172	2	1,910	1,752	-8,3	355	2	5,390	4,815	-10,7
173	2	2,300	2,154	-6,3	356	2	5,670	5,145	-9,3
174	2	1,860	1,812	-2,6	357	2	6,130	5,430	-11,4
175	2	1,930	1,788	-7,4	358	2	5,550	5,640	1,6
176	2	1,940	1,752	-9,7	359	2	5,600	5,330	-4,8
177	2	1,430	1,212	-15,2	360	2	5,800	5,330	-8,1
178	2	0,650	0,330	-49,2	361	2	6,200	5,790	-6,6
179	2	1,500	1,128	-24,8	362	2	5,690	4,815	-15,4
180	2	1,380	1,128	-18,3	363	2	6,000	5,700	-5,0
181	2	0,600	0,330	-45,0	364	2	5,630	5,060	-10,1
182	2	0,810	0,470	-42,0	365	2	5,510	5,145	-6,6
183	2	0,830	0,590	-28,9					

## 7.3 РЕЗУЛТАТИ ИЗ ДОСТУПНЕ ЛИТЕРАТУРЕ

Табела 7.12. резултати мерења из [22]

Број	Тип	Re	$J_H$	Број	Тип	Re	$f$
1	1	456	0,01475	1	1	454	0,006648
2	1	512	0,014011	2	1	509	0,006554
3	1	638	0,0122	3	1	635	0,005963
4	1	738	0,011407	4	1	736	0,005627
5	1	828	0,010415	5	1	826	0,005176
6	1	892	0,010333	6	1	890	0,005272
7	1	1057	0,009141	7	1	1056	0,004849
8	1	1120	0,009435	8	1	1126	0,004745
9	1	1243	0,008513	9	1	1247	0,004332
10	1	1404	0,007501	10	1	1414	0,004224
11	1	1574	0,007296	11	1	1578	0,004045
12	2	367	0,015284	12	2	368	0,007691
13	2	484	0,013901	13	2	484	0,006754
14	2	582	0,012152	14	2	582	0,006442
15	2	660	0,011773	15	2	660	0,005931
16	2	718	0,011727	16	2	722	0,005954
17	2	816	0,010333	17	2	816	0,005612
18	2	925	0,009815	18	2	925	0,00527
19	2	987	0,009738	19	2	984	0,00527
20	2	1208	0,009177	20	2	1202	0,004738
21	2	1460	0,007804	21	2	1460	0,004277
22	2	1607	0,007383	22	2	1607	0,003953
23	3	418	0,013761	23	3	418	0,006724
24	3	519	0,012524	24	3	518	0,006044
25	3	614	0,011308	25	3	614	0,005512
26	3	713	0,011004	26	3	713	0,005298
27	3	776	0,010665	27	3	773	0,005133
28	3	896	0,009366	28	3	898	0,004832
29	3	945	0,009821	29	3	927	0,005053
30	3	1100	0,008938	30	3	1103	0,004337
31	3	1182	0,008627	31	3	1183	0,004326
32	3	1379	0,007607	32	3	1376	0,003853
33	3	1580	0,007201	33	3	1577	0,003551
34	4	395	0,013109	34	4	395	0,00647
35	4	483	0,012311	35	4	485	0,00569
36	4	590	0,010725	36	4	593	0,005372

Број	Тип	Re	$j_H$	Број	Тип	Re	$f$
37	4	683	0,010603	37	4	685	0,004885
38	4	740	0,00976	38	4	744	0,004817
39	4	804	0,009273	39	4	803	0,004594
40	4	835	0,009686	40	4	835	0,004685
41	4	892	0,008775	41	4	899	0,004722
42	4	1156	0,00821	42	4	1156	0,004007
43	4	1439	0,007153	43	4	1434	0,003482
44	4	1670	0,006717	44	4	1674	0,003179

Табела 7.13. резултати мерења из [34]

Број	Тип	Re	$f$	Број	Тип	Re	$f$
1	1	352	0,06290	19	2	344	0,13003
2	1	422	0,05936	20	2	392	0,13080
3	1	465	0,05633	21	2	433	0,12120
4	1	535	0,05703	22	2	448	0,12120
5	1	547	0,05285	23	2	518	0,11634
6	1	557	0,05539	24	2	573	0,10844
7	1	604	0,05225	25	2	578	0,11634
8	1	668	0,04901	26	2	598	0,11566
9	1	689	0,05198	27	2	671	0,10972
10	1	704	0,05198	28	2	696	0,10781
11	1	726	0,05078	29	2	731	0,10227
12	1	756	0,04990	30	2	763	0,10108
13	1	881	0,04821	31	2	853	0,09932
14	1	903	0,04710	32	2	913	0,09702
15	1	1057	0,04291	33	2	992	0,09258
16	1	1060	0,04118	34	2	1157	0,08731
17	1	1192	0,03955	35	2	1227	0,08429
18	1	1222	0,03863	36	2	1250	0,08731

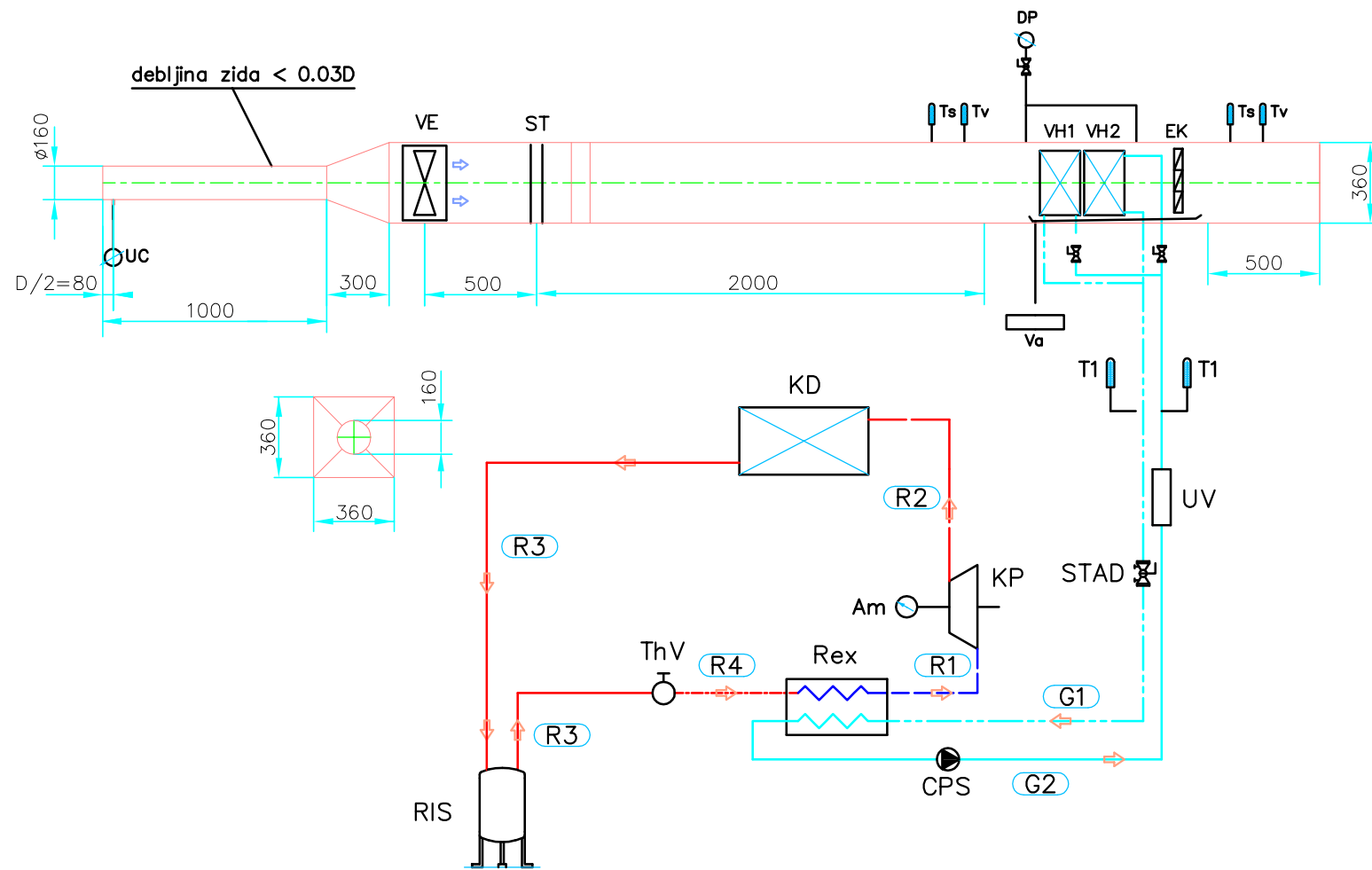


Табела 7.14 Подаци из [19] и [21], резултати прорачуна топлотне снаге по процедури из поглавља 5.2 у режимима са кондензацијом паре и дисперзија топлотне снаге

Број	тип	$t_{1p}^s$ °C	$t_{1p}^v$ °C	$t_{1k}^s$ °C	$t_{1k}^v$ °C	$t_{2p}$ °C	$t_{2k}$ °C	$\Delta p_{mHL}$ Pa	$Q_{McQ}$ kW	$Q_{num}$ kW	$\Delta(\Delta Q)$ %
1	2	23,8	20,7	10,3	9,4	6,5	6,7	2	0,36	0,356	-1,0
2	2	23,8	20,5	9,7	7,5	6,3	6,6	3	0,51	0,477	-7,0
3	2	23,9	20,4	9,7	9,2	6,6	6,8	3	0,51	0,489	-3,4
4	2	23,8	20,1	10,2	9,7	6,6	6,9	6	0,64	0,619	-3,4
5	2	23,8	20,1	10,2	9,7	6,4	6,8	6	0,65	0,626	-3,3
6	2	24,1	20,2	11,1	10,6	6,3	6,8	10	0,89	0,857	-3,9
7	2	24,1	20,1	10,9	10,3	6,2	6,7	10	0,88	0,849	-3,7
8	2	24,2	20,1	12,2	11,6	6,4	7,1	17	1,10	1,1	0,3
9	2	24,7	20,1	13,6	12,7	6,9	7,6	30	1,32	1,2	-9,6
10	2	25,2	19,5	14,5	13,3	6,1	7,7	48	1,58	1,4	-13,0
11	2	25,1	19,3	14,3	13,1	6,7	7,5	48	1,55	1,4	-10,9
12	2	25,6	18,1	13,1	11,4	6,8	7,2	20	1,01	0,99	-1,6
13	2	25,5	18,1	12,9	11,3	6,8	7,2	20	1,00	0,984	-2,1
14	2	25,3	18,0	13,5	11,8	7,0	7,6	29	1,15	1,1	-4,8
15	2	25,6	18,4	13,8	12,2	7,0	7,6	39	1,32	1,2	-10,3
16	2	27,2	19,7	14,7	13,2	7,3	7,9	45	1,67	1,6	-4,3
17	2	27,3	19,9	15,6	13,9	7,4	8,2	58	1,93	1,8	-7,0
18	2	27,4	20,4	15,8	14,7	7,6	8,5	68	2,18	1,9	-14,7
19	2	27,6	20,5	16,4	14,8	8,1	8,8	69	2,17	1,9	-14,3
20	2	28,2	20,9	17,4	15,7	8,7	9,6	90	2,43	2,1	-15,7
21	2	27,1	21,9	12,3	12,2	5,8	5,9	1	0,31	0,341	8,3
22	2	26,7	20,6	10,9	9,8	6,0	6,3	1	0,49	0,497	1,2
23	2	26,7	22,2	10,8	9,9	6,3	6,4	1	0,58	0,575	-0,2
24	2	26,7	22,1	11,1	10,3	6,6	6,8	3	0,75	0,741	-1,7
25	2	26,2	21,2	12,0	11,3	6,9	7,3	7	0,94	0,921	-2,3
26	2	26,2	20,9	13,1	12,3	7,4	7,9	11	1,12	1,1	-1,8
27	2	26,2	20,4	13,8	12,7	6,8	7,3	21	1,43	1,4	-2,3
28	2	26,2	20,4	14,3	13,2	6,7	7,3	28	1,65	1,6	-2,8
29	2	26,2	20,5	14,8	13,6	6,5	7,3	33	1,84	1,8	-2,4
30	2	26,2	20,7	15,1	14,3	6,5	7,4	34	2,11	2	-5,4
31	2	26,2	20,7	15,2	14,6	6,5	7,4	55	2,34	2,2	-6,4
32	2	26,3	21,3	15,8	15,4	6,8	7,7	71	2,79	2,5	-11,7
33	2	26,6	21,4	16,1	15,6	6,8	7,7	75	2,85	2,6	-9,4
34	2	26,7	21,4	16,2	15,6	6,8	7,8	75	2,97	2,7	-10,1
35	4	25,9	19,3	10,9	10,9	3,1	4,4	112	3,67	3,5	-4,8
36	4	25,4	20,4	10,7	10,6	3,4	4,5	100	3,34	3,2	-4,5
37	4	25,3	19,7	10,7	10,6	3,6	4,7	88	3,17	3,1	-2,1

Број	тип	$t_{1p}^s$ °C	$t_{1p}^v$ °C	$t_{1k}^s$ °C	$t_{1k}^v$ °C	$t_{2p}$ °C	$t_{2k}$ °C	$\Delta p_{mHL}$ Pa	$Q_{McQ}$ kW	$Q_{num}$ kW	$\Delta(\Delta Q)$ %
38	4	26,2	20,3	10,6	10,6	3,7	4,7	74	2,98	2,9	-2,9
39	4	25,0	19,7	9,2	9,1	3,1	3,3	58	2,59	2,7	4,2
40	4	25,3	20,1	5,3	8,5	2,6	3,5	50	2,44	2,4	-1,7
41	4	24,9	20,1	7,7	7,5	2,1	2,9	41	2,13	2,1	-1,2
42	4	24,9	22,3	7,5	7,5	3,1	3,7	35	1,88	1,9	0,8
43	4	23,0	22,8	6,2	6,2	3,0	3,3	3	1,44	1,4	-2,9
44	4	22,8	22,6	6,0	6,0	2,6	3,1	3	1,42	1,4	-1,5
45	4	26,9	23,7	7,7	7,7	3,1	3,7	31	2,08	2,1	0,9
46	4	25,2	20,6	9,4	9,2	3,5	4,2	39	2,46	2,5	1,8
47	4	25,0	19,8	11,3	11,3	5,1	6,0	58	2,68	2,6	-3,0
48	4	25,3	20,3	12,7	12,6	5,2	6,3	97	3,52	3,3	-6,6
49	4	25,3	20,7	13,3	13,2	5,3	6,6	106	3,73	3,5	-6,6
50	4	24,9	21,4	10,9	10,8	5,1	5,8	47	2,36	2,3	-2,6
51	4	25,3	20,8	12,0	11,9	5,3	6,2	69	2,83	2,7	-4,7
52	4	25,7	21,2	13,9	13,9	6,1	7,4	82	3,11	2,9	-7,2
53	4	25,1	21,3	13,9	13,9	6,1	7,4	110	3,47	3,2	-8,5
54	4	25,2	21,3	14,0	13,9	6,2	7,4	112	3,46	3,2	-8,0
55	4	26,2	21,6	13,2	13,2	5,9	7,0	87	3,19	3	-6,2
56	4	26,2	21,8	13,0	12,8	6,0	6,9	67	2,95	2,8	-5,3
57	4	25,9	21,8	12,0	11,4	5,7	6,6	52	2,61	2,5	-4,3
58	4	25,8	22,1	11,4	11,4	5,6	6,4	47	2,44	2,4	-1,6
59	4	25,8	22,4	10,7	10,6	5,2	5,9	39	2,19	2,1	-4,2
60	4	26,3	24,8	8,7	8,7	3,8	4,6	30	2,18	2,1	-4,0
61	4	26,2	20,5	10,6	10,2	4,1	5,1	46	2,24	2,2	-1,7
62	4	25,8	20,9	11,1	10,7	4,1	5,1	54	2,60	2,6	-0,1
63	4	25,9	20,6	12,0	11,6	4,3	5,4	67	2,87	2,8	-2,4
64	4	25,7	20,7	12,5	12,3	4,8	5,9	83	3,07	3	-2,3
65	4	26,6	22,1	14,2	14,2	5,8	6,7	104	3,75	3,7	-1,3
66	4	26,7	22,1	14,2	14,2	5,6	6,9	105	3,52	3,4	-3,7
67	4	26,7	21,0	13,1	13,1	5,9	7,1	83	2,96	2,9	-1,9
68	4	26,2	20,9	12,7	12,5	5,8	6,9	67	2,74	2,7	-1,4
69	4	26,1	21,3	12,0	11,8	5,7	6,6	51	2,48	2,4	-3,2
70	4	26,1	21,5	11,5	11,2	5,4	6,3	48	2,32	2,3	-0,9
71	4	25,8	21,9	10,7	10,5	5,3	6,2	35	2,12	2,1	-0,8
72	4	26,1	21,5	11,5	11,2	4,8	5,5	27	1,95	2	2,5
73	4	25,8	21,9	10,7	10,5	4,3	4,7	29	1,73	1,8	3,7
74	4	26,7	23,9	9,4	9,3	4,4	5,3	39	2,29	2,2	-4,1

#### **7.4 ШЕМА ИНСТАЛАЦИЈЕ**



### LEGENDA

#### CEVNI VODOVI

- PREGREJANA PARA NA POTISU KOMPRESORA
- TECNOST PRIMARNOG RASHLADNOG FLUIDA
- - - VLAZNA PARA PRIMARNOG RASHLADNOG FLUIDA
- - - SUVOZASICENA PARA PRIMARNOG RASHLADNOG FLUIDA
- SEKUDARNI RASHLADNI FLUID – RAZVOD
- - - SEKUDARNI RASHLADNI FLUID – POVRAT

#### MERNA OPREMA

OZNAKA	NAZIV
UC	U CEV – MERENJE DIFERENCIJALNOG PRITISKA NA USISU VE
DP	DIFERENCIJALNI MANOMETAR
Ts	SUVI TERMOMETAR (x2)
Tv	HIGROMETAR (x2)
UV	ULTRAZVUCNO MERILO PROTOKA
T1	DIFERENCIJALNI TERMOMETAR (dve PT500)
Va	VAGA ZA MERENJE MASE

#### ELEMENTI INSTALACIJE

OZNAKA	OPIS
KP	KOMPRESOR PRIMARNE RASHLADNE INSTALACIJE
Rex	ISPARIVAC PRIMARNE RASHLADNE INSTALACIJE, $Q_o=???$ kW
KD	VAZDUHOM HLADJENI KONDENZATOR
ThV	PRIGUSNI VENTIL
RIS	RESIVER PRIMARNE RASHLADNE INSTALACIJE
CPS	CIRKULACIONA PUMPA SEKUNDARNOG RASHLADNOG FLUIDA
VE	VENTILATOR
VH1	HLADNJAK VAZDUHA
VH2	HLADNJAK VAZDUHA
EK	ELIMINATOR KAPI
ST	STABILIZATOR TOKA

	IME I PREZIME	LICENCA	POTPIS:	UNIVERZITET U BEOGRADU, MASINSKI FAKULTET LABORATORIJA ZA TERMOTEHNIKU KABINET ZA RASHLADNU TEHNIKU
Odg.projektant				
Str. saradnik:	U.Milovancevic, dipl.mas.inz.			
Str. saradnik:				LABORATORIJSKA INSTALACIJA ZA ISPITIVANJE RAZMENJIVAČA TOPLOTE
Overio:				
RAZMERA:	NAZIV: PRINCIPIJELNA FUNKCIONALNA ŠEMA	DATUM: IV 2015.	BROJ CRTEZA: MF.TTA-01-01	

## 7.5 СТАТИСТИЧКО КОРЕЛИСАЊЕ МЕТОДОМ НАЈМАЊИХ КВАДРАТА

Користећи се расположивом литературом из Статистике, а на основу [27] дефинише се метод најмањих квадрата као један од могућих поступака који се примењује за апроксимацију табеларно задатих функција одговарајућим аналитичким изразима у експлицитном облику. За сваки уређени скуп од  $n$  парова  $(x_i, y_i)$  за  $i = 1, 2, 3, \dots, n$  могуће је овом методом одредити зависност општег облика

$$y^c = f(x) \quad (7.1)$$

која апроксимира задату табеларну функцију.

Одступање линије добијене методом најмањих квадрата од измерених вредности за произвољну тачку  $(x_i, y_i)$  износи

$$\Delta_i = y_i - y^c(x_i) \quad (7.2)$$

Збир свих одступања за  $n$  парова  $(x_i, y_i)$  може бити позитиван или негативан, али је збир квадрата свих одступања увек позитиван, односно

$$S = \sum_{i=1}^n \Delta_i^2 \geq 0 \quad (7.3)$$

Метод најмањих квадрата се састоји у томе да се једначина линије

$$y^c = f(x) \quad (7.4)$$

добије из услова да збир квадрата одступања буде минималан, односно да је

$$S = S_{min} \quad (7.5)$$

Познато је да су корелациони однос, средње квадратно одступање и максималне грешке из скупа вредности  $\Delta_i$  статистички показатељи помоћу којих се изражава квалитет функционалне зависности добијене методом најмањих квадрата и дефинишу се као:

- корелациони однос

$$KO = \sqrt{1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - y_i^c)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - y_{av})^2}} \quad (7.6)$$

- средње квадратно одступање

$$SD = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left( \frac{y_i - y_i^c}{y_i} \right)^2}{n}} \quad (7.7)$$

- максимална одступање (грешка) у дијапазону промене независно променљиве

$$MO = \max \left| \frac{y_i - y_i^c}{y_i} \right| \quad (7.8)$$

а  $y_{av}$  средња вредност зависно променљиве  $y$  за  $n$  задатих парова  $(x_i, y_i)$

$$y_{av} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n} \quad (7.9)$$

где је  $y_i$  је  $i$ -та вредност зависно променљиве, а  $y_i^c = f(x_i)$   $i$ -та вредност зависно променљиве израчуната преко корелационе једначине.

СПИСАК СЛИКА

<b>Слика 2.1</b> Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем [1]	11
<b>Слика 2.2</b> Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем са потисним вентилаторима	15
<b>Слика 2.3</b> Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем са усисним вентилаторима	15
<b>Слика 2.4</b> Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем са завареном конструкцијом коморе за процесни флуид	17
<b>Слика 2.5</b> Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем са раздвојивим коморама	18
<b>Слика 2.6</b> Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем са раздвојивим поклопцима	19
<b>Слика 2.7</b> Размењивачи топлоте са ваздушним хлађењем са коморама израђеним од цевних сегмената	19
<b>Слика 2.8</b> Основни начини постављања цевног снопа и вентилатора	20
<b>Слика 2.9</b> Ваздушни хладњак са једним или више вентилатора	22
<b>Слика 2.10</b> Геометријске величине везане за постављање аксијалних вентилатора	23
<b>Слика 2.11</b> Размењивач топлоте са могућношћу делимичне рецикулације ваздуха: а) рецикулација ваздуха при ниским спољашњим температурама, б) без рецикулације при вишим спољашњим температурама	26
<b>Слика 2.12</b> Ваздушни хладњак – појаве флукса топлоте и супстанције на површини хладњака (шематски приказ хлађења и одвлаживања ваздуха)	45
<b>Слика 2.13</b> Елементарна површина за размену топлоте	47
<b>Слика 2.14</b> Разуђена површина за размену топлоте са карактеристичним температурама [1]	50
<b>Слика 2.15</b> Пресићен влажан ваздух на излазу елементарне површине $dS_1$	56
<b>Слика 3.1</b> Репринт из чланка [19]	58

<b>Слика 3.2</b> Репринт из чланка [19]	59
<b>Слика 3.3</b> Репринт из чланка [22]	61
<b>Слика 3.4</b> Репринт из чланка [23], [24]	61
<b>Слика 3.5</b> Репринт из чланка [25]	63
<b>Слика 3.6</b> Репринт из чланка [26]	64
<b>Слика 3.7</b> Репринт из чланка [27]	66
<b>Слика 3.8</b> Репринт из чланка [28]	67
<b>Слика 3.9</b> Репринт из чланка [34]	70
<b>Слика 3.10</b> Репринт из чланка [35], [36]	71
<b>Слика 3.11</b> Експериментални подаци из [22] и једначина (3.11)	72
<b>Слика 4.1</b> Карактеристика компресора коришћеног при експерименталном испитивању [41]	75
<b>Слика 4.2</b> Шема струјања воде и ваздуха, при мерењима на два РТ	83
<b>Слика 5.1</b> Конфигурација РТ са цевима са ламеластим оребрењем: а) коридорни, б) шаховски распоред [51], в) изглед ваздушног хладњака [52]	89
<b>Слика 5.2</b> Основне геометријске величине РТ на којима је спроведено мерење: шема наструјавања снопа цеви у шаховском распореду – лево [51], бочни поглед – десно [53]	90
<b>Слика 5.3</b> Корелационо поље једначине (5.12) у односу на измерене вредности	92
<b>Слика 5.4</b> Корелационо поље једначине (5.13) у односу на измерене вредности	93
<b>Слика 5.5</b> Корелационо поље једначине (3.1) у односу на измерене вредности	94
<b>Слика 5.6</b> Корелационо поље једначине (3.3) у односу на измерене вредности	95
<b>Слика 5.7</b> Експериментални подаци и једначина (5.16)	96
<b>Слика 5.8</b> Корелационо поље са грешком $\pm 10\%$ и мерене вредности	104



<b>Слика 5.9</b> Корелационо поље са грешком $\pm 10\%$ и анализирани подаци из [19]	105
<b>Слика 5.10</b> Корелационо поље са грешком $\pm 10\%$ са свим анализираним мерењима	106
<b>Слика 5.11</b> Корелационо поље са грешком $\pm 20\%$ и мерене вредности	107
<b>Слика 5.12</b> Корелационо поље са грешком $\pm 20\%$ и анализирани подаци из [19]	108

#### СПИСАК ТАБЕЛА

<b>Табела 2.1</b> Препоручени геометријски односи и величине везани за избор и постављање аксијалних вентилатора	22
<b>Табела 3.1</b> Геометријске карактеристике размењивача третираних у [19] и [21]	59
<b>Табела 3.2</b> Геометријске карактеристике размењивача третираних у [22]	60
<b>Табела 3.3</b> Геометријске карактеристике размењивача третираних у [23]	62
<b>Табела 3.4</b> Геометријске карактеристике размењивача [26]	64
<b>Табела 3.5</b> Геометријске карактеристике размењивача третираних у [27]	65
<b>Табела 3.6</b> Геометријске карактеристике размењивача третираних у [34]	69
<b>Табела 3.7</b> Геометријске карактеристике РТ из [35], [36]	70
<b>Табела 4.1</b> Геометријске карактеристике испитиваних размењивача топлоте	77

## БИОГРАФИЈА

Урош М. Милованчевић рођен је 07.04.1986. у Београду. Основну школу и Трећу београдску гимназију природно-математичког смера завршио је са одличним успехом. Машински факултет Универзитета у Београду уписао је 2005. године. На истом факултету дипломирао је у јулу 2010. године на смеру Термотехника. Докторске студије је уписао школске 2010/11. године, такође на Машинском факултету Универзитета у Београду.

Од марта 2011. године запослен је на Машинском факултету Универзитета у Београду као асистент на Катедри за термотехнику, где активно учествује у настави на више предмета на Основним и Мастер академским студијама. Наставни и педагошки рад кандидата високо је вреднован у анонимним анкетама спроведеним међу студентима.

Био је учесник „Training and dialogue program“ семинара у Јапану организованом од стране ЈИСА у периоду од 19.09.2011. до 23.12.2011. године под називом „Energy Conservation Tehology and Machine Condition Diagnosis Techniques – for Productivity Enhancement and Cleaner Production“. Успешно је положио теоријски и практични део обуке за тренере, на тему о исправном поступању са супстанцијама које оштећују Озонски омотач, Министарства енергетике, развоја и заштите животне средине, августа 2012. године. Био је учесник „F-гас“ обуке у Лондону, у периоду од 28.10.2012. до 07.11.2012. Успешно је положио практични и теоријски испит и стекао међународни сертификат из ове области.

Урош Милованчевић се служи програмским пакетима Microsoft Office (Word, Excel, Power Point), AutoCAD, MathCAD, Catia, SolidWorks, као и Microsoft Visual Studio 2010. Завршио је са успехом лиценцирани курс „Pro/ENGINEER“.

Члан је Комитета за расхладну технику, топлотне пумпе и енергетску ефикасност, Друштва за КГХ у оквиру Савеза машинских и електро инжењера Србије. Одлично се користи енглеским језиком. Поседује и основна знања из француског језика.

Прилог 1.

## Изјава о ауторству

Потписани Урош Милованчевић

број индекса D1/10

### Изјављујем

да је докторска дисертација под насловом

**Утицај кондензације влаге на перформансе хладњака ваздуха са оребреним цевима**

- резултат сопственог истраживачког рада,
- да предложена дисертација у целини ни у деловима није била предложена за добијање било које дипломе према студијским програмима других високошколских установа,
- да су резултати коректно наведени и
- да нисам кршио/ла ауторска права и користио интелектуалну својину других лица.

Потпис докторанда

У Београду, 10.06.2016.

Урош Милованчевић

Прилог 2.

## Изјава о истоветности штампане и електронске верзије докторског рада

Име и презиме аутора: Урош Милованчевић  
Број индекса: D01/10  
Студијски програм: Докторске академске студије - машинско  
инжењерство  
Наслов рада: Утицај кондензације влаге на перформансе хладњака  
ваздуха са оребреним цевима  
Ментор: проф. др Србислав Генић

Потписани: Урош Милованчевић

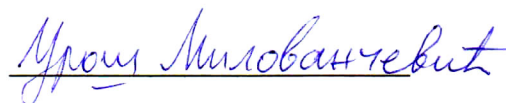
Изјављујем да је штампана верзија мог докторског рада истоветна електронској верзији коју сам предао/ла за објављивање на порталу **Дигиталног репозиторијума Универзитета у Београду**.

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци везани за добијање академског звања доктора наука, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада.

Ови лични подаци могу се објавити на мрежним страницама дигиталне библиотеке, у електронском каталогу и у публикацијама Универзитета у Београду.

**Потпис докторанда**

У Београду, 10.06.2016.



Прилог 3.

## Изјава о коришћењу

Овлашћујем Универзитетску библиотеку „Светозар Марковић“ да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду унесе моју докторску дисертацију под насловом:

### **Утицај кондензације влаге на перформансе хладњака ваздуха са оребрним цевима**

која је моје ауторско дело.

Дисертацију са свим прилозима предао сам у електронском формату погодном за трајно архивирање.


Моју докторску дисертацију похрањену у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду могу да користе сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons) за коју сам се одлучио.

1. Ауторство
2. Ауторство - некомерцијално
3. Ауторство – некомерцијално – без прераде
4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима
5. Ауторство – без прераде
6. Ауторство – делити под истим условима

(Молимо да заокружите само једну од шест понуђених лиценци, кратак опис лиценци дат је на полеђини листа).

**Потпис докторанда**

У Београду, 10.06.2016.



1. Ауторство - Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце, чак и у комерцијалне сврхе. Ово је најслободнија од свих лиценци.

2. Ауторство – некомерцијално. Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела.

3. Ауторство - некомерцијално – без прераде. Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела. У односу на све остале лиценце, овом лиценцом се ограничава највећи обим права коришћења дела.

4. Ауторство - некомерцијално – делити под истим условима. Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада.

5. Ауторство – без прераде. Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела.

6. Ауторство - делити под истим условима. Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада. Слична је софтверским лиценцама, односно лиценцама отвореног кода.