

УНИВЕРЗИТЕТ У БЕОГРАДУ

МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ

ПЕТАР И. КОЛЕНДИЋ, дипл. инж. маш.

**ИСТРАЖИВАЊА ПАРАМЕТАРА
ТРАНСПОРТА ТОПЛОТЕ КОД ОРЕБРЕНИХ
ХЛАДЊАКА И ЗАГРЕЈАЧА**

ДОКТОРСКА ДИСЕРТАЦИЈА

БЕОГРАД, 2015.

UNIVERSITY OF BELGRADE

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

PETAR I. KOLENDIĆ, MSc. Mech. Eng.

**RESEARCH ON HEAT TRANSFER
PARAMETERS OF FINNED-TUBE HEATERS
AND COOLERS**

DOCTORAL DISSERTATION

BELGRADE, 2015.

Ментор докторске дисертације:

др Србислав Генић, редовни професор
Универзитет у Београду, Машински факултет

Чланови комисије:

др Бранислав Јаћимовић, редовни професор
Универзитет у Београду, Машински факултет

др Војкан Лучанин, редовни професор
Универзитет у Београду, Машински факултет

др Горан Воротовић, научни сарадник
Универзитет у Београду, Машински факултет

др Владимир Пајковић, ванредни професор
Универзитет Црне Горе
Машински факултет Подгорица

Датум одбране:

ПРЕДГОВОР

На Машинском факултету Универзитета у Београду се преко тридесет година врше истраживања радних параметара различитих типова размењивача топлоте. Поред других типова размењивача предмет интересовања су и размењивачи топлоте са оребреним цевима, чија је примена у машинској техници веома распрострањена: од аутомобилских хладњака, преко термотехничких система, до процесне индустрије и термоенергетике. У оквиру ове докторске дисертације биће изложени резултати истраживања радних параметара размењивача топлоте са ламеластим ребрима, на бази сопствених експерименталних резултата, као и на бази експерименталних резултата других истраживача.

Пре свега, захваљујем се ментору проф. др Србиславу Генићу на подршци, бројним корисним саветима и примедбама који су вешто усмеравали мој научни рад и утицали на квалитет ове дисертације. Захваљујем се и члановима комисије за одбрану докторске дисертације: професорима Браниславу Јаћимовићу, Војкану Лучанину и Влади Пајковићу, те научном сараднику Горану Воровићу, који су својим сугестијама допринели да ова дисертација буде садржајнија и прегледнија. Такође, захваљујем се пок.проф. Ивану П. Колендићу на стручним мишљењима који су коришћени у овом раду и подршци који су у овој дисертацији били од великог значаја.

Захвалност за стручну и колегијалну помоћ дугујем колегама Драгану Кнежевићу и Влади Стајићу. Најтоплије се захваљујем мојој супрузи Гордани и породици на стрпљењу, разумевању, подршци и охрабрењима која су ме подстицала да истрајем у раду.

Београд, јун 2015.

Петар И. Колендић

Наслов:

ИСТРАЖИВАЊА ПАРАМЕТАРА ТРАНСПОРТА ТОПЛОТЕ КОД ОРЕБРЕНИХ ХЛАДЊАКА И ЗАГРЕЈАЧА

РЕЗИМЕ

Предмет докторске дисертације је анализа утицајних параметара у вези размене топлоте и пада притиска код размењивача топлоте са оребреним цевима. Истраживање у оквиру дисертације је обухватало преглед и систематизацију експерименталних резултата и прорачунских процедура на основу:

- литературних података других истраживача;
- мерења топлотних перформанси и пада притиска на 3 размењивача топлоте;
- обраду и анализу резултата сопствених експеримената и експеримената других истраживача.

Циљ рада на докторској дисертацији је утврђивање поузданих једначина за прорачун коефицијента прелаза топлоте и пада притиска са стране ваздуха за цевасте размењиваче са ламеластим ребрима.

Експериментални рад је базиран на методологији коју примењује Лабораторија за процесну технику, енергетску ефикасност и заштиту животне средине, која као акредитована лабораторија послује у оквиру Машинског факултета у Београду. Мерења на размењивачима топлоте су обављана у оквиру саме лабораторије, као и на терену (предузеће Термофриз – Умка) на апаратима индустријског типа. Резултати добијени на експерименталним истраживањима су послужили као основ за формирање одговарајућих критеријалних једначина на основу теорије сличности.

Као оригинално достигнуће докторске дисертације може се сматрати следеће:

- установљена је критеријална једначина за израчунавање коефицијента прелаза топлоте за међуцевни простор размењивача са оребреним цевима;
- установљена је критеријална једначина за израчунавање коефицијента отпора струјању кроз међуцевни простор размењивача са оребреним цевима.

Директна примена резултата добијених у дисертацији се огледа у коришћењу наведених једначина и података у инжењерској пракси за димензионисање нових размењивача и за израду контролних прорачуна постојећих апарата.

Кључне речи:

размењивач топлоте, ламеласто оребрене цеви, коефицијент отпора струјању, коефицијент прелаза топлоте

Научна област: Машинство

Ужа научна област: Процесна техника

УДК број: 66.045.1:66.021.4(043.3)

Title:**RESEARCH ON HEAT TRANSFER PARAMETERS OF FINNED-TUBE HEATERS AND COOLERS****ABSTRACT**

The subject of the doctoral dissertation is the analysis of problems related to heat transfer and pressure drop on tubular heat exchangers with flat plate fins. The research included a review and systematization of experimental results and computational procedures based on:

- literature data;
- measurements of thermal performances and pressure drop on 3 heat exchangers;
- the analysis of complete set of measured data from own experiments and reliable experiments described in literature.

The goal of the doctoral dissertation was to provide reliable equation for calculation of the air-side heat transfer coefficient and pressure drop in tubular exchangers with flat plate fins.

Experimental work was based on the methodology applied by the accredited Laboratory for process engineering, energy efficiency and environmental protection, which is the part of the Faculty of Mechanical Engineering of the University of Belgrade. Measurements on heat exchangers were performed in Laboratory, but also as the field measurements on industrial scale exchangers in the facilities of company Termofriz - Umka. The results obtained during experimental work were used as the basis for the establishment of appropriate criterial equations.

The original achievement of the dissertation is the establishment of the criterial equation for calculations for calculation of:

- air-side heat transfer coefficient;
- air-side friction factor.

The equations and other data presented in dissertation can be directly used in engineering practice for design of tubular heat exchanger with flat plate fins.

Keywords:

heat exchanger, flat plate finned tubes, friction factor, heat transfer coefficient

General scientific field: Mechanical engineering

Particular scientific field: Process engineering

UDC: 66.045.1:66.021.4(043.3)

САДРЖАЈ

1	УВОД	1
2	ПРИМЕНА И ОСНОВНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ РАЗМЕЊИВАЧА СА ОРЕБРЕНИМ ЦЕВИМА	3
2.1	Примена оребрених размењивача топлоте у термотехници и процесној техници	4
2.1.1	Размењивачи топлоте хлађени ваздухом	5
2.1.2	Конструкционе карактеристике размењивача топлоте са ваздушним хлађењем	7
2.1.3	Цеви и цевни сноп	8
2.1.4	Коморе за увођење, одвођење и скретање топлијег флуида	9
2.1.5	Струјање ваздуха код размењивача топлоте са ваздушним хлађењем	11
2.1.6	Струјне машине за размењиваче топлоте са ваздушним хлађењем	13
2.1.7	Избор прорачунске температуре ваздуха код размењивача топлоте са ваздушним хлађењем	15
2.1.8	Размењивачи топлоте са оребреним цевима смештени у канале	17
2.2	Примена оребрених размењивача топлоте у превозним средствима	19
2.2.1	Примена оребрених размењивача топлоте за хлађење мотора са унутрашњим сагоревањем	19
2.2.2	Системи хлађења мотора	21
2.2.3	Хлађење мотора помоћу ваздуха	23
2.2.4	Хлађење мотора помоћу течности	28
2.2.5	Отворени систем хлађења мотора	29
2.2.6	Затворени систем хлађења мотора	30
2.2.7	Расхладни подсистеми	32
2.2.8	Основни захтеви система за хлађење клипног мотора	36
2.2.9	Хлађење мотора већих снага	38

2.3	Основни елементи система за хлађење мотора	42
2.3.1	Размењивач топлоте - хладњак расхладне течности	42
2.3.2	Материјали за израду хладњака	46
2.3.3	Конструкција хладњака	47
2.3.4	Поклопац хладњака	51
2.3.5	Експанзиона посуда	52
2.3.6	Пумпа расхладне течности	52
2.3.7	Вентилатор	53
2.3.8	Термостат	58
2.3.9	Расхладна течност	59
3	РАЗМЕНА ТОПЛОТЕ И ПАД ПРИТИСКА КОД РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ СА ОРЕБРЕНИМ ЦЕВИМА	65
3.1	Теорија сличности	65
3.1.1	Сличност физичких појава	65
3.1.2	Теореме теорије сличности	68
3.1.3	Критеријуми сличности и критеријалне једначине при транспорту количине кретања	69
3.1.4	Критеријуми сличности и критеријалне једначине за размену топлоте	72
3.2	Аналогија преноса количине кретања и преноса топлоте	74
3.2.1	Рејнолдсова аналогија	75
3.2.2	Чилтон-Колбурнова аналогија	80
3.3	Геометријске карактеристике размењивача топлоте са ламеластим ребрима потребне за анализу топлотних перформанси и пада притиска	81
3.4	Преглед експерименталних података из отворене литературе	83
3.4.1	Кејс и Ландон [3.7]	84
3.4.2	МекКвистон [3.8]	87
3.4.3	Рич [3.9]	88
3.4.4	Рич [3.11]	90
3.4.5	МекКвистон [3.12] и [3.13]	90

3.4.6	Екелс и Рабас [3.14]	92
3.4.7	Халици, Тајмаз и Гундуз [3.15]	93
4	ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛНЕ ИНСТАЛАЦИЈЕ И ПРОЦЕДУРА ОБРАДЕ РЕЗУЛТАТА МЕРЕЊА	98
4.1	Опис експерименталне инсталације	99
4.2	Услови за извођење експеримената	102
4.3	Математичка обрада резултата експеримената	103
4.3.1	Резултати мерења пада притиска	103
4.3.2	Резултати мерења топлотних перформанси	104
4.3.3	Процена квалитета резултата мерења	105
4.3.4	Статистичко корелисање методом најмањих квадрата	108
5	АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА	114
5.1	Бездимензиони бројеви	116
5.1.1	Бездимензиони бројеви према Кејсу и Ландону	116
5.1.2	Бездимензиони бројеви према Ричу	118
5.2	Анализа резултата мерења пада притиска при струјању ваздуха преко цевног снопа са ламеластим оребрењем	118
5.3	Анализа резултата мерења интензитета прелаза топлоте при струјању ваздуха преко цевног снопа са ламеластим оребрењем	121
5.4	Дискусија о резултатима	124
5.5	Прорачунска процедура за израчунавање пада притиска и коефицијента прелаза топлоте	126
6	ЗАКЉУЧНА РАЗМАТРАЊА	128
7	ЛИТЕРАТУРА	131
8	ПРИЛОЗИ	131
8.1	РЕЗУЛТАТИ МЕРЕЊА	131
8.2	ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ ПОДАЦИ ИЗ ОТВОРЕНЕ ЛИТЕРАТУРЕ	142

НОМЕНКЛАТУРА

Ознаке које започињу латиничним слчовима

a , m^2/s , топлотна дифузивност

a , удео топлотне снаге одведен помоћу расхладног средства

A , m^2 , површина попречног пресека апарата

A_{av} , m^2 , површина попречног пресека канала вентилатора

$\tilde{c}_p$, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, специфични топлотни капацитет при сталном притиску

d , m , пречник

d_{kr} , mm , пречник у корену ребра

d_h , m , хидраулични пречник

D_{av} , m , пречник канала вентилатора

d_e , mm , еквивалентни пречник

$d_{e,pov}$, mm , еквивалентни пречник дефинисан преко површинске порозности

Eu , Ојлеров број

E_v , m^2/s , турбулентна кинематска вискозност

E_a , m^2/s , турбулентна топлотна дифузивност

Fr , Фрудов број

g , m/s^2 , убрзање силе теже

g_e , kg/J , специфична потрошња горива

H_d , J/kg , доња топлотна моћ горива

h_r , m , висина ребара

H , m , висина

H_{av} , m , дужина канала вентилатора

H_p , m , растојање од осе вентилатора до цевног снопа

j_H , џеј-ејч фактор

k , $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, коефицијент пролаза топлоте

KO , корелациони однос

K_{or} , коефицијент оребрења

K_l , коефицијент геометријске сличности

K_τ , коефицијент хомохроности

K_u , коефицијент сличности

L_c , m , дужина цеви

L , m , дужина

MO , максимална грешка у дијапазону промене независно променљиве+

$\dot{m}$, kg/s , масени проток

N_c , укупан број цеви

N_{ct} , број цеви у чеоном реду

N_{cl} , број редова цеви

N_{reb} , укупни број ребара по једној цеви

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

Nu, Нуселтов број

$\dot{P}_{kor}$, W , снага предата радилици мотора

$\dot{P}_e$, W , ефективна снага мотора

Pr, Прантлов број

p_{mb} , mmH₂O , надпритисак ваздуха испред мерне бленде

Re, Пеклеов број

p , Pa, притисак

p_b , Pa , барометарски притисак

$\dot{q}$, W/m² , специфични топлотни флукс

$\dot{Q}$, W, топлотна снага размењивача топлоте

$\bar{\dot{Q}}$, W, средња вредност топлотне снаге

$\dot{Q}_{gub}$, W , топлтни губици

$\dot{Q}_{hl}$, W , топлотна снага хлађења мотора

$\dot{Q}_{pr}$, W , топлотна снага продуката сагоревања на излазу из издувног система

$\dot{Q}_{uk}$, W , укупна генерисана топлотна снага сагоревања у мотору

Re, Рејнолдсов број

S_c , m² , спољашња површина цеви

s_k , W/(m² · K) , дисперзија коефицијента пролаза топлоте

s_l , m , подужни корак цеви

S_{kr} , m² , површина у корену ребра када не би постојала ребра

s_m , kg/s , грешка мерења протока

s_{mr} m²/m³ , међуребарна површина

s_Q , W, грешка мерења топлотне снаге износи

s_r , m , корак ребра

S_r , m² , површина ребара

S_{rt} , m² , површина за размену топлоте

S_s , m² , спољашња површина оребрене цеви

S_{sp} , m² , површина за размену топлоте са спољашње стране цеви

s_t , m, попречни корак цеви

s_t , °C, грешка мерења температуре

S_{int} , m², површина за размену топлоте са унутрашње стране цеви

s_v , m² / m³, специфична површина оребрене повешине

$s_{\Delta t_{sr}}$, °C, дисперзија средње температурске разлике $s_{\Delta t_{sr}}$ је функција четири мерене

SD , средње квадратно одступање

St , Стентонов број

t , °C, температура

T , K, апсолутна температура

t_v , °C, температура ваздуха

$t_{v, sr}$, °C, средња температура у току најтоплијег месеца у години за последњих десет година

$t_{v, max}$, °C, максимална температура ваздуха за последњих десет година

T_i , K, апсолутна температура на граници

T_{∞} , K, апсолутна температура у основној маси флуида

$u_1, u_2, \dots, u_n$, физичке величине помоћу којих се описује одређена класа појава

V , m, висина

$\dot{V}$, m³/s, запремински проток

w , m/s, брзина

w_m , m/s, средња брзина флуида

w_i , m/s, брзина струјања на граници

w_{∞} , m/s, брзина струјања у основној маси флуида

w_{kan} , m/s, фасадна брзина

w_{ε} , m/s, брзина струјања сведена на порозни пресек размењивача

W , m, ширина

z, z_1, z_2, z_3 , m, координате

Ознаке које започињу грчким словима

α , W/(m² · K), коефицијент прелаза топлоте

δ_r , m, дебљина ребра

δ_w, δ_T , m, дебљина филма флуида

Δp , Pa пад притиска или разлика притисака

Δt , °C, разлика температура

ΔT , K, разлика температура

Δw , m/s, разлика брзине флуида

ΔSt , стационарност радног режима се може проценити на основу односа

Δt_{sr} , °C, средња температурска разлика

$\varepsilon_{пов}$, m²/m², површинска порозност

ε , m³/m³, запреминска порозност

ε , корекциони фактор за средњу температурску разлику

φ_D , °, угао дисперзије ваздушне струје

ξ , коефицијент отпора

λ , W/(m · K), топлотна проводност

λ_r , W/(m · K), топлотна проводност материјала ребра

λ_z , W/(m · K), топлотна проводност материјала зида цеви

μ , Pa · s, динамичка вискозност

η , ефикасност оребрене површине

π , однос обима и пречника кружнице

ρ , kg/m³, густина

σ , Pa, тангенцијални напон

τ , s, временски интервал

Индекси

1, топлији флуид

2, хладнији флуид

c , цев

u , унутрашње

s , спољашње

KL , по Кејсу и Ландону

R , по Ричу

СПИСАК СЛИКА

Слика	Наслов
2.1	Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем
2.2	Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем са потисним вентилаторима
2.3	Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем са уисним вентилаторима
2.4	Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем са завареном конструкцијом коморе за процесни флуид
2.5	Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем са раздвојивим коморама
2.6	Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем са раздвојивим поклопцима
2.7	Размењивачи топлоте са ваздушним хлађењем са коморама израђеним од цевних сегмената
2.8	Основни начини постављања цевног снопа и вентилатора
2.9	Ваздушни хладњак са једним или више вентилатора
2.10	Геометријске величине везане за постављање аксијалних вентилатора
2.12	Двоцилиндрични мотор [10]
2.13	Једноцилиндрични мотор [11]
2.14	Хлађење ваздухом четвороцилиндричног мотора [8]
2.15	Хлађење ваздухом шестоцилиндричног мотора [12]
2.16	Отворени систем хлађења мотора
2.17	Пумпа морске воде (лево: радно коло-импелер од неопрена)
2.18	Шема система за хлађење [13]
2.19	Цилиндарска глава
2.20	Канали за хлађење главе мотора [15]
2.21	Принцип хлађења кошуљице цилиндра и главе мотора [16]
2.22	Хлађење клипа [15]
2.23	Принудна циркулација расхладне течности помоћу пумпе [17]
2.24	Затворени систем хлађења брзоходог бродског мотора
2.25	Шема хлађења мотора
2.26	Шема хлађења ваздуха, уља и расхладне течности мотора

Слика	Наслов
2.27	Шема хлађења уља, расхладне течности и ваздуха за натпуњење мотора са помоћним вентилатором
2.28	Комбиновани хладњак [19]
2.29	Основни елементи хладњака са вертикалним струјањем расхладне течности
2.30	Основни елементи хладњака са вертикалним струјањем расхладне течности [28]
2.31	Поклопац хладњака [20], [21]
2.32	Пумпа расхладне течности [22], [23]
2.33	Начин уградње вентилатора са механичким и електричним погоном [24]
2.34	Начин уградње вентилатора [16]
2.35	Шема функционисања термостата [25]
3.1	Промена брзине струјања и температуре у складу са филмском теоријом
3.2	Размењивач топлоте са ламеластим ребрима - геометријске карактеристике
3.3	Репринт из Руског издања књиге Кејса и Ландона - размењивач KL-1
3.4	Репринт из Немачког издања књиге Кејса и Ландона- размењивач KL-2
3.5	Репринт из чланка [39]
3.6	Репринт из чланка [40]
3.7	Репринт из чланка [41]
4.1	Шематски приказ експерименталне инсталације
4.2	Корелационо поље и функција (4.26)
5.1	Коефицијент отпора струјању у функцији Рејнолдсовог броја
5.4	Коефицијента отпора струјању у функцији Рејнолдсовог броја
5.6	Корелационо поље једначине (5.24) у односу на измерене вредности
5.7	Нуселтов број у функцији Рејнолдсовог броја према [37] за размењивач са 4 реда цеви – сваки ред цеви је мерен одвојено, а затим сви заједно

СПИСАК ТАБЕЛА

Табела	Наслов
2.1	Препоручени геометријски односи и величине везани за избор и постављање аксијалних вентилатора
2.2	Уобичајене карактеристике оребрених размењивача топлоте у превозним средствима
2.3	Уобичајене вредности на основу топлотног биланса мотора
2.4	Орјентационо одведена топлота расхладним средством
2.5	Индекс квалитета хлађења (D , m , пречник вентилатора)
3.1	Геометријске карактеристике размењивача третираних у [33]
3.2	Геометријске карактеристике размењивача третираних у [34]
3.3	Геометријске карактеристике размењивача третираних у [35]
3.4	Геометријске карактеристике размењивача третираних у [37]
3.5	Геометријске карактеристике размењивача третираних у [38] и [39]
3.6	Геометријске карактеристике размењивача третираних у [40]
3.7	Геометријске карактеристике размењивача третираних у [41]
4.1	Геометријске карактеристике испитиваних размењивача топлоте
5.1	Опсег анализираних података
5.2	Број анализираних радних режима
5.3	Параметри за корелацију (5.20)
5.4	Параметри за корелацију (5.23)

1 УВОД

Опрема која се у процесној индустрији користи за обављање технолошких процеса (процеса трансформације полазног материјала (сировине) у финални производ) се може разврстати у основну опрему у коју спадају апарати и машине и помоћну опрему. Апарати припадају групи уређаја у којима се остварују одређене технолошке операције првенствено услед кретања радних медијума кроз сам уређај, деловања радних медијума једних на друге и евентуалне размене енергије (топлоте или механичког рада) која се доводи (одводи) радним медијумима. Апарати се дакле могу користити за механичке, флуидодиманичке, топлотне и дифузионе операције.

Размењивачи топлоте са оребреним цевима су топлотни апарати који се веома широко користе у области машинског инжењерства: у процесном инжењерству, термотехници, термо и хидро енергетици. Поред ових области у којима су предметни апарати неопходни за обављање технолошких процеса као хладњаци, загрејачи, испаривачи или кондензатори, користе се и у низу техничких дисциплина као помоћни уређаји. У питању су размењивачи топлоте који омогућују рад сложенијих система, као што су нпр. мотори СУС, електрични трафои, фриксиони кочиони системи, итд.

Оребрени цевни размењивачи топлоте се првенствено користе при размени топлоте са флуидима које карактерише мали коефицијент прелаза топлоте услед мале топлотне проводности (ваздух, димни и други гасови). Тада се релативно мале вредности коефицијента прелаза топлоте са стране гасовитог медијума донекле компензују уградњом оребрених цеви, којима се може повећати површина за размену топлоте чак и преко педесет пута у односу на неоребрену цев. Ове радне флуиде поред мале топлотне проводности, карактерише и компресибилност, тако да је за њихов транспорт, у општем случају, потребна велика количина енергије, односно велика снага погонских мотора за струјне машине. Због тога се поред услова везаних за размену топлоте, код оваквих апарата, увек поставља и оштар услов у вези пада притиска при струјању кроз размењивач.

На Катедри за процесну технику Машинског факултета Универзитета у Београду се преко тридесет година врше систематска истраживања радних параметара различитих типова размењивача топлоте. Истраживања су вршена у области

одређивања интензитета размене топлоте, као и у области флуидодинамичких параметара апарата. Ова истраживања су до сада обухватила рекуперативне и контактне размењиваче топлоте:

- различите типове цевастих размењивача (размењивачи цев-у-цев, добошасти са правим и завојним цевима, оребрени и неоребрени размењивачи са унакрсним током);
- плочасте размењиваче топлоте;
- куле за хлађење воде;
- контактне кондензаторе.

Циљ ове дисертације јесте дефинисање поузданих прорачунских процедура за одређивање пада притиска и коефицијента прелаза топлоте при попречном наструјавању ваздуха на сноп попречно оребрених цеви, на основу сопствених, као и експерименталних истраживања других истраживача. Из доступне литературе су преузети и систематизовани резултати експеримената, извршена је њихова анализа и провера, на основу чега су извршена побољшања прорачунских процедура.

2 ПРИМЕНА И ОСНОВНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ РАЗМЕЊИВАЧА СА ОРЕБРЕНИМ ЦЕВИМА

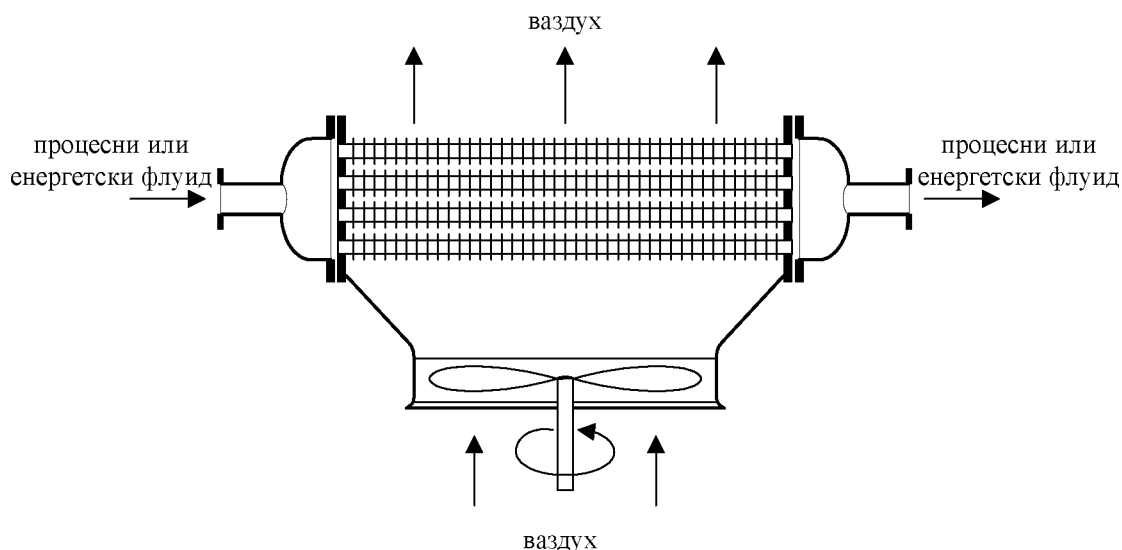
Размењивачи са оребреним цевима спадају у рекуперативне размењиваче топлоте код којих су флуиди између којих се размењује топлота раздвојени непропусном баријером [1].

Размењивачи топлоте са оребреним цевима се широко користе при размени топлоте са флуидима које карактерише мали коефицијент прелаза топлоте, а то су пре свега ваздух и индустријски гасови. Ове радне флуиде поред мале топлотне проводности (осим водоника и хелијума), карактерише и компресибилност, тако да је за њихов транспорт, у општем случају, потребна велика количина енергије, односно велика снага погонских мотора за струјне машине. Због тога се поред услова везаних за размену топлоте, код оваквих апарата, увек поставља и оштар услов у вези пада притиска при струјању кроз размењивач.

Под размењивачима топлоте са оребреним цевима се подразумевају апарати код којих су цеви у снопу оребрене са спољашње стране. Кроз цеви апарата протиче процесни или енергетски флуид, а са спољашње стране цеви гасови. Уколико се овакви апарати користе за хлађење процесног/енергетског флуида, као хладнији флуид се може користити ваздух, па се ови апарати зову и размењивачи топлоте хлађени ваздухом, односно ваздушни хладњаци. Струјање гаса, односно ваздуха, се остварује принудно, помоћу вентилатора, а постоје и апарати са природним струјањем гаса (нпр. продукти сагоревања високе температуре). Вентилатори могу бити уисни или потисни, при чему се користе и аксијални и радијални вентилатори (у пракси се најчешће срећу уисни аксијални вентилатори). На слици 2.1 је шематски приказан размењивач топлоте са ваздушним хлађењем. Мали интензитет прелаза топлоте између гаса и спољашње површине цеви се компензује релативно великом површином ребара.

Проток ваздуха кроз ваздушне хладњаке се мења у зависности од локалних климатских услова у току године, изменом броја обрта вентилаторског кола, променом угла лопатица вентилатора или помоћу жалузина. Овај тип размењивача топлоте се широко користи у процесној техници, термотехници и термоенергетици, али и као помоћни уређаји у областима машинске технике које укључују различите врсте мотора

(СУС мотори, електро мотори). Коришћење ваздушних хладњака је практично једино решење у условима када нема других опција за хлађење (нпр. нема довољно воде за хлађење) и када темературски режим дозвољава употребу ваздуха као хладнијег флуида.



Слика 2.1 Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем

Размењивачи топлоте са оребреним цевима спадају у веома компактне апарате што значи да их одликује веома велика површина за размену топлоте по јединици запремине апарата. Ова одлика је веома важна у примени код СУС мотора за превозна средства (аутомобиле, камионе, итд.), јер је смештајни простор простор за апарате веома мали [2].

2.1 ПРИМЕНА ОРЕБРЕНИХ РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ У ТЕРМОТЕХНИЦИ И ПРОЦЕСНОЈ ТЕХНИЦИ

Размењивачи топлоте са оребреним цевима се широко користе при размени топлоте са флуидима које карактерише мали коефицијент прелаза топлоте, а то су пре свега ваздух и индустријски гасови. Ове радне флуиде поред мале топлотне проводности (осим водоника и хелијума), карактерише и компресибилност, тако да је за њихов транспорт, у општем случају, потребна велика количина енергије, односно велика снага погонских мотора за струјне машине. Због тога се поред услова везаних за размену топлоте, код оваквих апарата, увек поставља и оштар услов у вези пада притиска при струјању кроз размењивач.

У инжењерској пракси се користе цеви оребрене са спољашње и унутрашње стране, при чему ребра могу бити подужна и попречна у односу на осу цеви. У овом поглављу ће се разматрати размењивачи топлоте који се израђују са попречним ребрима са спољашње стране цеви и који се могу према намени поделити у две велике групе:

- размењиваче топлоте хлађене ваздухом (ваздушне хладњаке);
- размењиваче топлоте смештене у канале.

Заједничко за ове апарате је да се струјање гасова одвија са спољашње стране цеви, односно преко оребрене површине цеви.

При димензионисању размењивача топлоте са оребреним цевима посебна пажња се мора посветити техно-економској оптимизацији, јер укупни трошкови размењивача топлоте са оребреним цевима зависе од количине уграђеног материјала (цеви, ребра, итд.), али и од цене израде оребрења, као и од пада притиска радних флуида [3]. Оребравањем се површина за размену топлоте може увећати и преко 50 пута у односу на неоребрену цев, али се у индустријској пракси обично користе апарати који имају 5 до 25 пута већу површину [1].

2.1.1 Размењивачи топлоте хлађени ваздухом

У ваздушним хладњацима се у цевима апарата одвија хлађење или кондензација топлијег (процесног или енергетског) флуида, а ваздух, који попречно наструјава цевни сноп, је амбијентални. Примена ваздуха за хлађење, односно кондензацију, је у индустријским постројењима започела почетком прошлог века у рафинеријама у нафтној индустрији, а 1948. је изграђена прва комплетна рафинерија са ваздушним хлађењем. У данашње време се ваздушни хладњаци користе у веома великом броју индустријских процеса, јер вода, која се такође широко користи за хлађење, постаје са временом све скупљи радни флуид. Ваздушни кондензатори се, у нашој земљи, у великој мери користе и у расхладној техници, где се примењују апарати са природним (за мале капацитете, односно кућне расхладне уређаје као што су фрижидери и замрзивачи) и принудним струјањем ваздуха.

Када се за потребе хлађења користи ваздух уместо воде интензитет размене топлоте је мањи. Због мањег коефицијента прелаза топлоте са стране ваздуха се врши

оребраване цеви (чиме се повећава цена апарата), али ваздух као радна материја има, у односу на воду, одређене предности:

- има га свуда и у неограниченим количинама, преко целе године, док је коришћење воде везано за близину река, језера, мора, бунара, итд.;
- не захтева се посебна припрема ваздуха за процес, јер у општем случају ваздух не делује кородивно, у значајнијој мери, на уобичајене материјале који се користе за израду цеви и ребара, а то значи да су и отпори провођењу топлоте услед задржања знатно мањи него у случају коришћења нетретиране воде из природних извора;
- притисак са стране ваздуха је близак атмосферском, тако да се механичка напрезања делова апарата јављају само услед притиска процесног/енергетског флуида, што значи и знатно једноставнију конструкцију апарата;
- знатно је погоднији са гледишта заштите животне средине, јер загревање ваздуха значајно мање утиче на климатске и друге поремећаје, него загревање воде, а и евентуална истицања, односно цурења процесног флуида у воду су много опаснија него иста цурења у ваздушну масу.

Размењивачи топлоте са ваздушним хлађењем се најчешће постављају на отвореном простору, на довољном удаљењу од других објеката (зграде, шуме), јер се на тај начин обезбеђује несметано струјање ваздуха. Потребан смештајни простор за сам ваздушни хладњак је већи него за водени хладњак, али ако је водени хладњак повезан са кулом за циркулационо хлађење воде, смештајни простор је сличних димензија [1]. У мане ваздушних хладњака се могу убројати и велике осцилације температура ваздуха у току године, па чак и у току једног дана, као и бука коју стварају вентилатори.

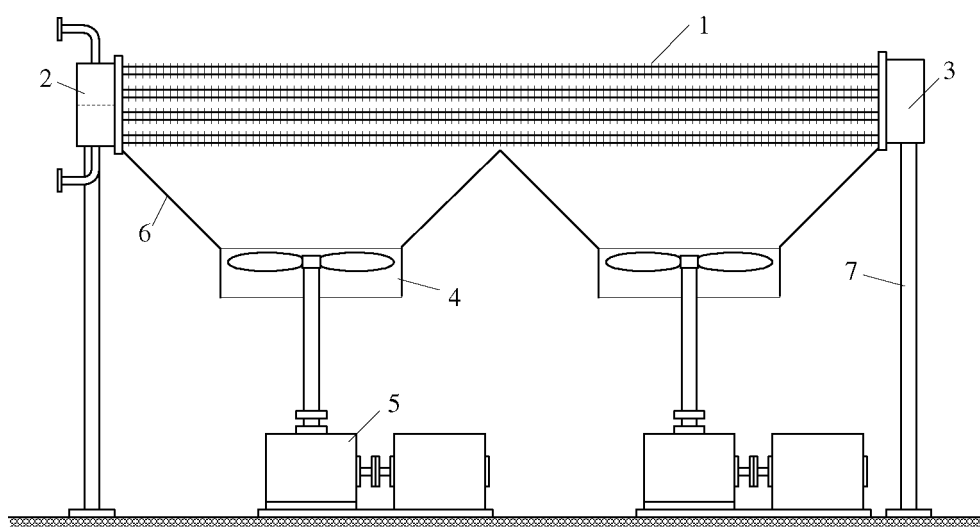
Пажљивим разматрањем свих наведених чињеница, а имајући у виду веће инвестиционе (3 до 4 пута), а мање експлоатационе трошкове (такође 3 до 4 пута) ваздушних хладњака у односу на добошасте размењиваче топлоте са водом као хладнијим флуидом, инжењер треба да, при избору типа апарата, изврши одговарајућу процену једног и другог решења, узимајући у обзир специфичност технолошког процеса, локацијских и других набројаних фактора.

2.1.2 Конструкционе карактеристике размењивача топлоте са ваздушним хлађењем

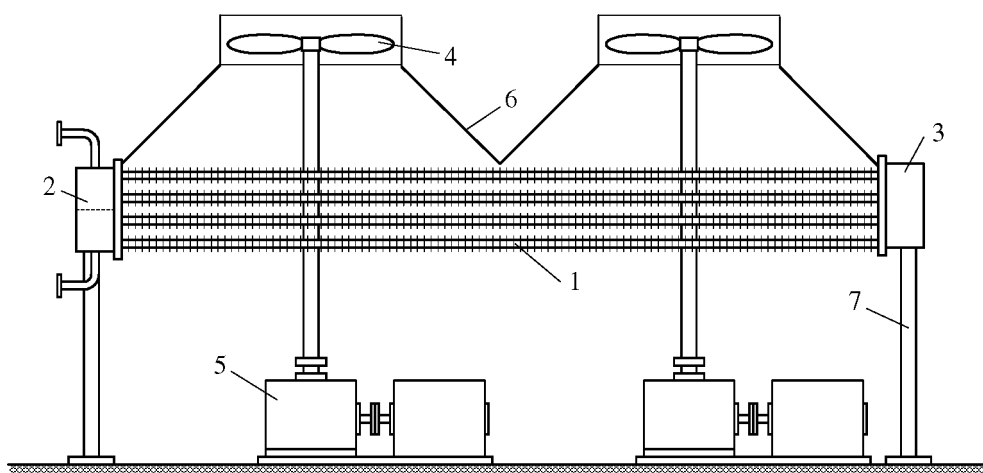
Шематски приказ размењивача топлоте са ваздушним хлађењем и потисним струјањем ваздуха, које се остварује помоћу два вентилатора, је дат на слици 2.2, а на слици 2.3 са усисним струјањем ваздуха.

Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем се састоји од цевног снопа (поз. 1) са оребреним цевима и комора за увођење и одвођење (поз. 2) и скретање процесног/енергетског флуида (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 растеређење 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.

2.1.3 Цеви и цевни сноп

Уколико не постоје неки посебни захтеви, цеви размењивача 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. Када је коефицијент прелаза топлоте са унутрашње стране цеви мањи од $100 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, при димензионисању апарата треба обавезно размотрити и варијанту апарата са глатким (неоребреним) цевима [5].

Распоред цеви у цевном снопу је најчешће троугласти (по теменима једнакостраничног троугла). Пречник цеви (d_s, m) се креће у границама од 10 mm (за расхладне уређаје са фреоном), па до 50 mm (у петрохемијској индустрији), а најчешће

се користе цеви са спољашњим пречником од 25 mm. Уобичајени опсег геометријских параметара оребрених цеви за ову врсту апарата, према [1], [4], [5], [6], [7], је следећи:

- висина ребара $h_r = (0,4 \div 0,75) \cdot d_s$;
- број ребара по јединици дужине цеви $N_r = 275 \div 625 \text{ m}^{-1}$;
- дебљина ребра $\delta_r = 0,3 \div 0,5 \text{ mm}$;
- корак цеви (подужни и попречни) $(2 \div 2,75) \cdot d_s$;
- однос укупне површине са спољашње стране цеви и површине исте цеви када не би имала ребра (коэффициент 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 цеви обично креће од 3 до 8, али може бити и до 30 [7].

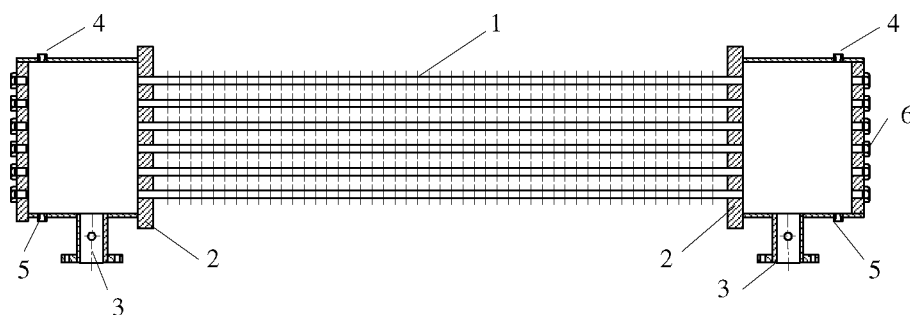
Крајеви цеви се израђују без ребара ради остваривања везе између цеви и цевне плоче, која се изводи углавном уваљивањем, а за више притиске може се применити поступак заваривања. Да би се избегло механичко оштећење везе цеви и цевне плоче услед сопствене тежине и вибрација цеви, у међуцевни простор се уграђују носеће преграде за цеви, на растојању максималне неослоњене дужине цеви, а у складу са препорукама датим у одељку 6.1.6.

2.1.4 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.

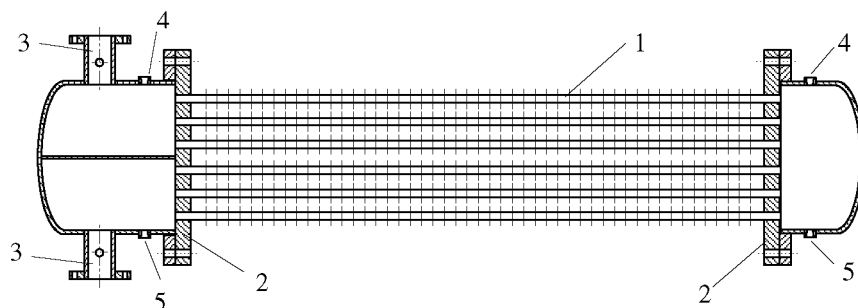
На слици 2.4 приказана је тзв. конструкција код које се сви спојеви коморе остварују заваривањем (тзв. крута конструкција), што снижава цену апарата, па се веома често користи. Проблем механичког чишћења унутрашње површине цеви је у овом случају решен тако што се завртњеве са спољашње стране поклопца 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 развојиве 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.

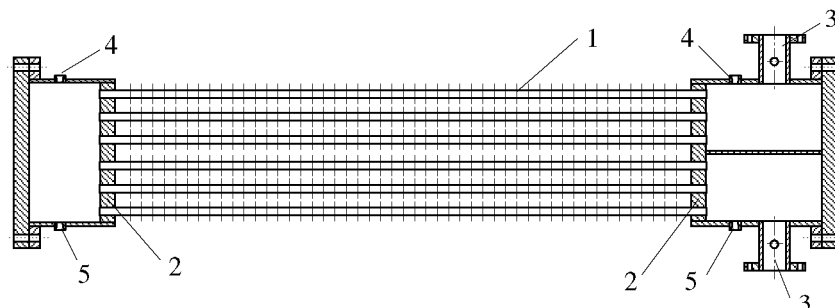


Слика 2.5 Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем са развојивим коморама

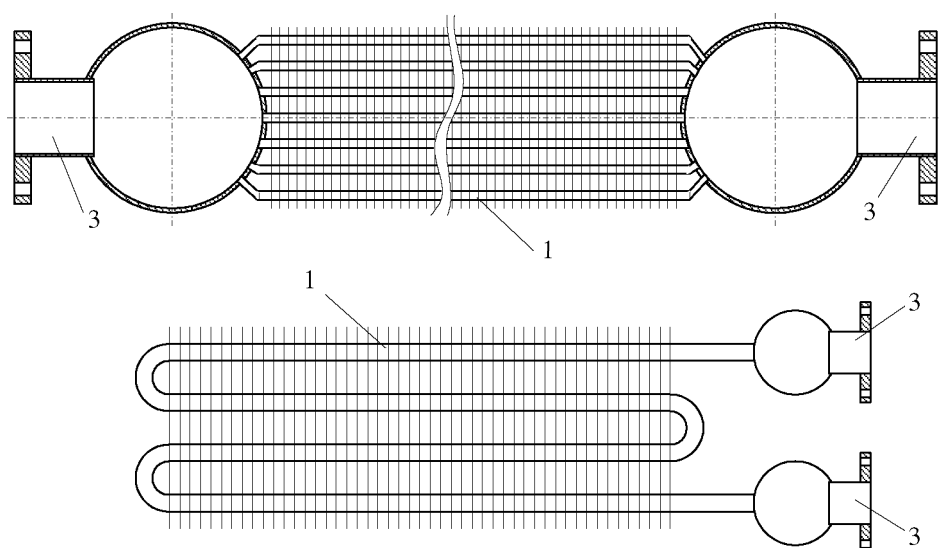
Да би се при демонтажи избегло раздвајање везе цевовода и прикључака, уведена је конструкција са развојивим поклопцем (слика 2.6), при чему се ради несметаног прилаза цевној плочи, односно цевима, скида само поклопац коморе.

Уколико се очекује да при раду апарата неће бити великих проблема по питању задрљања 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 У-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

2.1.5 Струјање ваздуха код размењивача топлоте са ваздушним хлађењем

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;

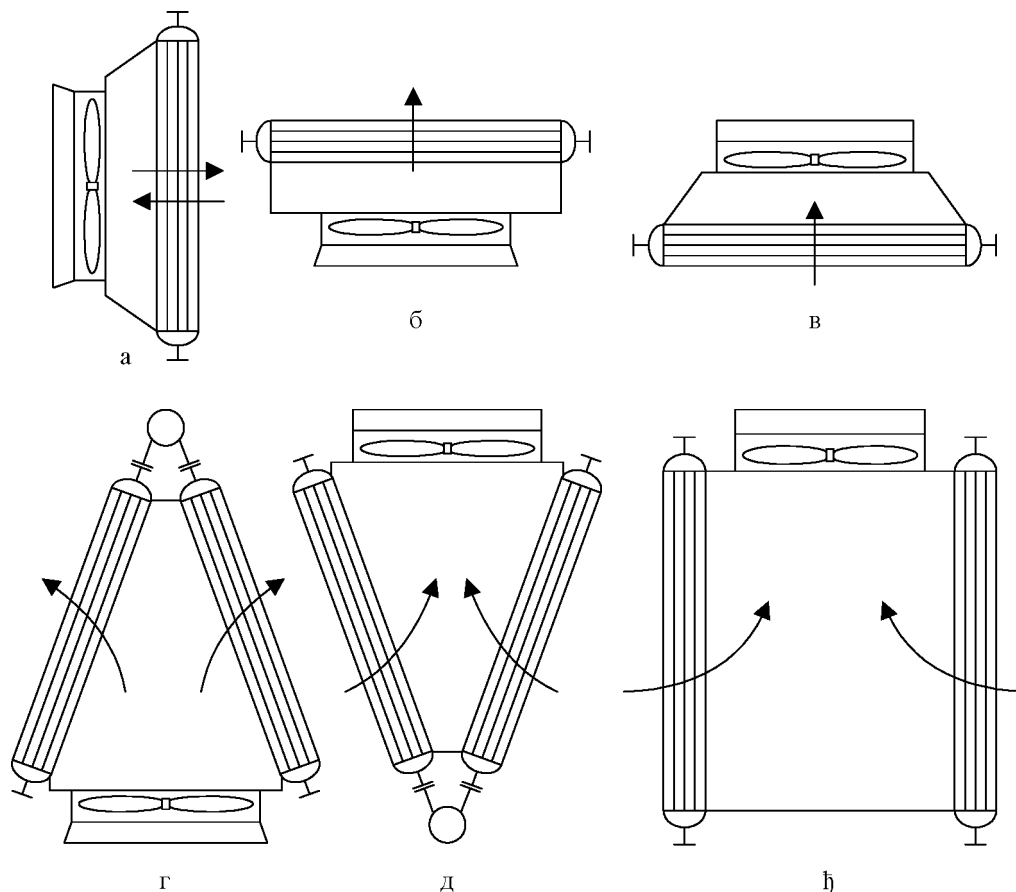
в – хоризонтални уисни;

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

д - уисни са косо постављеним грејним површинама (тзв. В-тип);

ђ - уисни са два вертикална цевна снопа

али треба напоменути да постоји и низ других решења, која се ређе примењују.



Слика 2.8 Основни начини постављања цевног снопа и вентилатора

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

- исти вентилатор постављен као потисни остварује већи масени проток ваздуха, јер кроз потисни вентилатор струји ваздух температуре околине, а кроз уисни 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 уисних вентилатора;

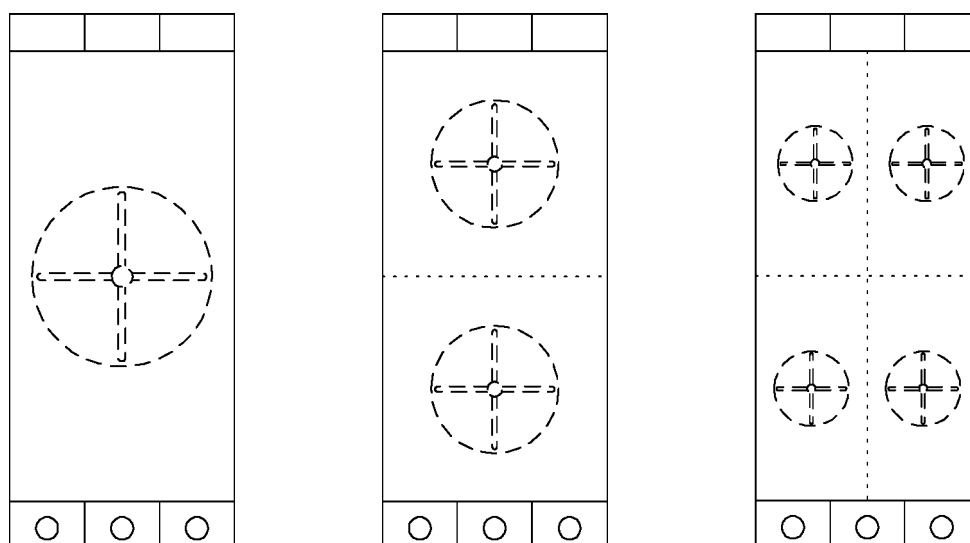
- усисни вентилатор, односно оплата ваздушне коморе, обезбеђује заштиту површине за размену топлоте од лоших временских услова (град, снег, киша, итд.);
- када је температура радног флуида блиска температури околног ваздуха погодније је применити размењивач са усисним вентилатором, јер се при пролазу 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 $2,5 \div 3,5 \text{ m/s}$, односно брзина ваздуха у најужем струјном пресеку цевног снопа $5 \div 7 \text{ m/s}$.

2.1.6 Струјне машине за размењиваче топлоте са ваздушним хлађењем

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.



Слика 2.9 Ваздушни хладњак са једним или више вентилатора

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, при чему су коришћене следеће ознаке:

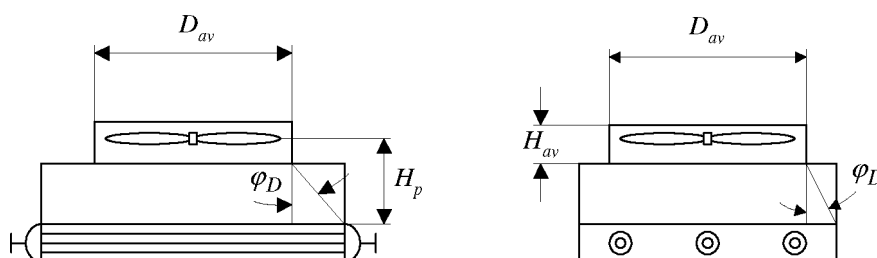
- A, m^2 , површина попречног пресека апарата;
- A_{av}, m^2 , површина попречног пресека канала вентилатора

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

- 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÷5 m, са 3 до 10 лопатица. Лопатице вентилатора се

израђују превасходно 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÷30%.

Оплата вентилатора се израђује тако да зазор између лопатица вентилатора и оплате износи максимално 0,5% од пречника вентилатора (за пречнике 2÷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%.

2.1.7 Избор прорачунске температуре ваздуха код размењивача топлоте са ваздушним хлађењем

Температура околног ваздуха је од великог значаја за рад размењивача и трошкове рада, јер површина 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 има, поред шеме струјања флуида кроз апарат, 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÷14 °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 измене броја обрта 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.

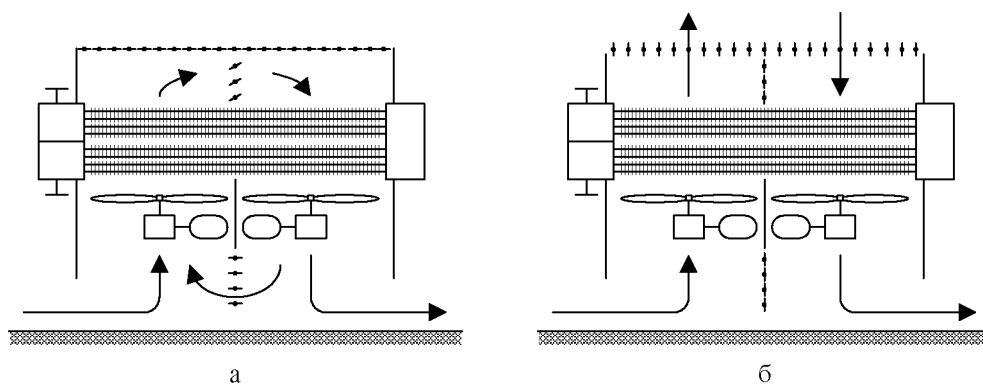
У периоду када је температура околног ваздуха ниска може доћи до стињавања, односно мржњења топлијег флуида у цевима, услед повећане температурске разлике топлијег флуида на излазу и хладнијег флуида на улазу у апарат. За флуиде који су склони овим појавама, мора се предвидети могућност загревања улазног 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.

2.1.8 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);
- рекуперацију топлоте из продуката сагоревања ради испаравања воде или загревања ваздуха за сагоревање (нпр. котлови који користе тзв. отпадну топлоту, рекуператори 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. Због великог броја могућих техничких решења појединачни случајеви се неће детаљније разматрати.



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

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.

2.2 ПРИМЕНА ОРЕБРЕНИХ РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ У ПРЕВОЗНИМ СРЕДСТВИМА

У области аутомобила и других превозних средстава размењивачи топлоте са оребреним цевима се користе као:

- хладњаци расхладне течност мотора;
- хладњаци уља за моторе, мењаче, серво и хидрауличног уља;
- хладњаци рециркулисаних издувних гасова (Exhaust Gas Recirculation - EGR хладњаци);
- међухладњаци спреге мотор – турбокомпресор;
- у клима уређајима за кабине возила (грејачи, испаривачи, кондензатори).

Уобичајене карактеристике оребрених размењивача топлоте у превозним средствима су приказане у табели 2.2.

Табела 2.2 Уобичајене карактеристике оребрених размењивача топлоте у превозним средствима

Тип РТ	Компактност m^2/m^3	Радни притисак bar	Радна температура $^{\circ}\text{C}$	Маса kg
Хладњак мотора	1000 ÷ 1500	1.6 ÷ 2.5	80 ÷ 125	1.5 ÷ 5.0
Кондензатор	950 ÷ 1300	15 ÷ 23	75 ÷ 100	1.2 ÷ 4.0
Грејач	1800 ÷ 2800	1.6 ÷ 2.5	80 ÷ 125	0.5 ÷ 1.2
Испаривач	900 ÷ 1000	3 ÷ 3.8	3 ÷ 7	1.2 ÷ 3.5
Хладњак уља	500 ÷ 1500	3 ÷ 10	120 ÷ 150	0.3 ÷ 1.5
Међухладњак	600 ÷ 900	2 ÷ 3.5	120 ÷ 200	0.6 ÷ 3.5

2.2.1 Примена оребрених размењивача топлоте за хлађење мотора са унутрашњим сагоревањем

Мотори су топлотне машине код којих се сагоревањем горива ослобађа топлота која се трансформише у механичку енергију. Процес сагоревања горива врши се унутар цилиндра мотора у коме може температура да достигне вредности 2000 ÷ 2500 $^{\circ}\text{C}$ за

време веома кратког периода који је краћи од 1 милисекунде. Просечне граничне температуре клипова и цилиндара су око 280°C за Al легуре и око 350°C за сиви лив и челик, а температуре седишта издувних вентила су знатно више и то око 600°C за дизел, односно 800°C за ото моторе. Усисни вентили се интензивно хладе за време процеса усисавања свежег радном материјом, па им је температура знатно нижа (300 ÷ 500°C).

Ако је температура елемената мотора превисока може доћи до:

- прегревања уља за подмазивање;
- прегревање материјала делова мотора који су термички веома оптерећени, као што су клипови, клипни прстенови, цилиндри, вентили, седишта вентила, што утиче на смањење отпорности материјала;
- смањења зазора између делова мотора чиме се изазива повећано трење и као последица прекомерно деформисање и хабање материјала.

Осим проблема високих температурних режима рада мотора јавља се и проблем издржљивости делова мотора при раду на ниским температурама. Код ниских температура цилиндра мотора, због претераног хлађења или приликом покретања мотора у зимским условима, долази до појаве кондензације горива на унутрашњим зидовима цилиндра. То проузрокује кашњење паљења горива и неправилно сагоревање, испирање уља са унутрашње стране цилиндра, клипа и клипних прстенова, што доводи до лошег подмазивања. У таквим радним условима долази до појаве корозије и ерозије, повећања хабања цилиндра, клипова са прстеновима, лежаја посебно због штетног утицаја влаге и киселина насталих лошим процесом сагоревања. Такође, може доћи до појаве наслага катрана поготово у зони усисних вентила.

Због наведених разлога потребно је обезбедити правилно одвођење топлоте тако да процес хлађења буде оптималан како би се:

- обезбедило правилно функционисање мотора;
- обезбедила довољна издржљивост мотора при високим термичким напрезањима;
- обезбедили одговарајући услови за правилно сагоревање горива у цилиндру уз претпоставку да је смеша горива и ваздуха добро припремљена;
- мотор довео до радне температуре што је брже могуће, јер се тиме смањује хабање мотора и компоненти и смањује потрошња горива.

Генерални топлотни биланс мотора са унутрашњим сагоревањем се може, у упрошћеној форми, записати на следећи начин [8], [9]

$$\dot{Q}_{uk} = \dot{W}_{kor} + \dot{Q}_{hl} + \dot{Q}_{pr} + \dot{Q}_{gub} \quad (2.3)$$

где су:

- $\dot{Q}_{uk}$, W , укупна генерисана топлотна снага сагоревања у мотору;
- $\dot{P}_{kor}$, W , снага предата радилици мотора;
- $\dot{Q}_{hl}$, W , топлотна снага хлађења мотора;
- $\dot{Q}_{pr}$, W , топлотна снага продуката сагоревања на излазу из издувног система (укључујући и непотпуност сагоревања горива);
- $\dot{Q}_{gub}$, W , различити губици (топлотна снага одведена преко уља, директно предата са блока мотора зрачењем и конвективно, услед пропуштања продуката сагоревања између клипа и цилиндра, итд.).

Енергетски биланс се може илустровати преко табеле 2.3 преузете из [9].

Табела 2.3 Уобичајене вредности на основу топлотног биланса мотора

Тип мотора	$\dot{W}_{kor}/\dot{Q}_{uk}$, %	$\dot{Q}_{hl}/\dot{Q}_{uk}$, %	$\dot{Q}_{pr}/\dot{Q}_{uk}$, %	$\dot{Q}_{gub}/\dot{Q}_{uk}$, %
Ото	25 ÷ 28	17 ÷ 26	36 ÷ 50	3 ÷ 10
Дизел	34 ÷ 38	16 ÷ 35	23 ÷ 37	2 ÷ 6

Топлотна снага хлађења мотора се односи на директно одведену топлоту преко система за хлађење мотора, о чему ће у наставку текста бити дата детаљнија објашњења.

2.2.2 Системи хлађења мотора

Ради одржавања оптималних температурних услова унутар мотора, који обезбеђује задовољавајућу трансформацију топлоте ослобођене сагоревањем горива у користан рад на вратилу мотора, потребно је да се осигура равнотежно стање између:

- дела топлоте који мора да се одведе из мотора због одржавања дозвољеног температурног нивоа процеса сагоревања и делова који су у непосредном додиру са продуктима сагоревања,

- дела топлоте који се одводи хлађењем у околни ваздух непосредно зрачењем или посредством расхладне течности расхладног флуида.

Одвођење топлоте које обезбеђује задовољавајуће температурне услове при нормалној експлоатацији мотора врши се спољним и унутрашњим хлађењем.

Спољним хлађењем одводи се део топлоте из блока цилиндара и главе мотора или глава цилиндара средством за хлађење преко размењивача топлоте (хладњака) у околни ваздух. Спољње хлађење врши се директно струјом ваздуха, за моторе који се хладе ваздухом. На тај начин одводи се око 15 до 30% топлоте настале сагоревањем горива.

Посебан начин спољњег хлађења или зрачењем топлоте са врелих површина мотора директно омогућује одвођење топлоте у околни ваздух око 2,5 до 7% топлоте настале сагоревањем горива.

Унутрашњим хлађењем одводи се уљем за подмазивање топлота са врућих унутрашњих површина мотора. Ако се уље хлади у хладњаку уља тада део топлоте прелази преко зидова хладњака на околни ваздух или директно преко зидова поклопца картера мотора. Уљем се одводи топлота са клипова, осовиница и лежајева.

Код спороходних мотора доњи део клипа хлади се уљем (веома ретко водом) помоћу телескопских цеви или посебним системом. На тај начин одводи се око $4 \div 6\%$ топлоте настале сагоревањем горива у цилиндру мотора.

Укупно одведена топлота директним спољним и унутрашњим хлађењем, као и зрачењем, различита је у зависности од типа мотора, његове намене, месту употребе, а креће се од $25 \div 35\%$ у односу на топлоту насталу сагоревањем горива у цилиндру мотора. Веће вредности се односе на брзоходе моторе хлађене расхладном течностју.

Системом хлађења потребно је одвести из мотора што је могуће мање топлоте. Ово вреди, наравно и за топлоту одведену продуктима сагоревања под условом да се она даље не искоришћава за погон турбокомпресора за натпуњење мотора. Одведена топлота расхладним средством може да се користи код возила за грејање кабине, за погон утилизационог вакуумдестилационог уређаја на бродовима за прераду морске воде у питку воду, за загревање питке воде или воде за бродски котао, за грејање брода и тешког горива.

У зависности од врсте расхладног медијума којим се одводи топлота са делова радног простора постоје два типа система хлађења мотора и то:

- директним коришћењем ваздуха (тзв. ваздушно хлађење мотора);
- помоћу посредника - расхладних течности (најчешће су у питању мешавине воде и гликола).

2.2.3 Хлађење мотора помоћу ваздуха

Хлађење мотора ваздухом одводи се топлота са цилиндра мотора и цилиндарске главе, при чему се топлота директно предаје околном ваздуху, који струји са спољне стране. При хлађењу мотора ваздухом јављају се три проблема и то:

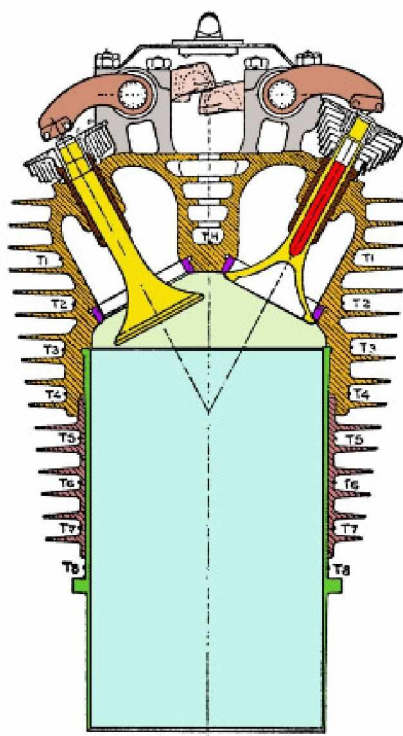
- потребан је велики проток ваздуха због малог топлотног капацитета ваздуха чиме је условљен избор вентилатора веће снаге;
- мали коефицијент прелаза топлоте са моторских делова на ваздух што се компензује израдом ребара са спољашње стране цилиндра или главе (расхладна површина се оребравањем увећава за 5 до 10 пута);
- израда ребра је веома отежана на неприступачним местима цилиндарске главе, тако да постоји могућност појаве локалних термичких преоптерећења и деформација.

На слици 2.12 приказана је оребрена површина двоцилиндричног мотора. Са слике 2.12 и слике 2.13 види се, да се хлађење мотора врши ваздухом тако што он струји око мотора. На слици 2.14 приказан је пример хлађења ваздухом четвороцилиндричног мотора, а на слици 2.15 шестоцилиндричног мотора.

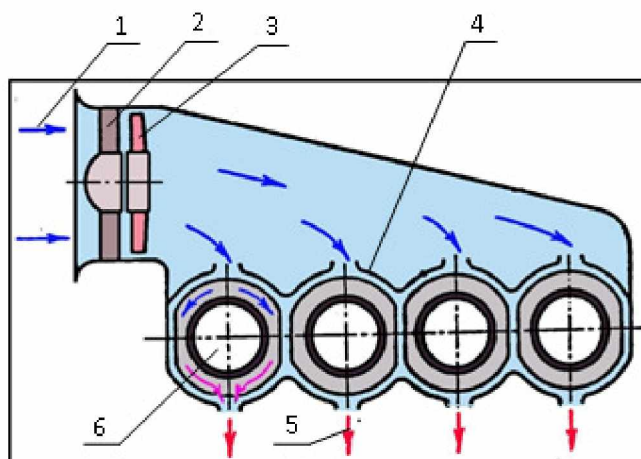
Проток ваздуха обезбеђује вентилатор који добија погон од коленастог вратила. Да би се обезбедило равномерно довођења ваздуха, за сваки цилиндар посебно, ваздух се усмерава. За то се користе дефлектори који усмеравају ваздух на оребрени простор цилиндра и главе, као и на критична места, чиме се смањује могућност вихорног струјања, тако да се између ребара за хлађење постиже потребна брзина ваздуха и одводи равномерно топлота са врућих зидова цилиндара и главе мотора.



Слика 2.12 Двоцилиндрични мотор [10]

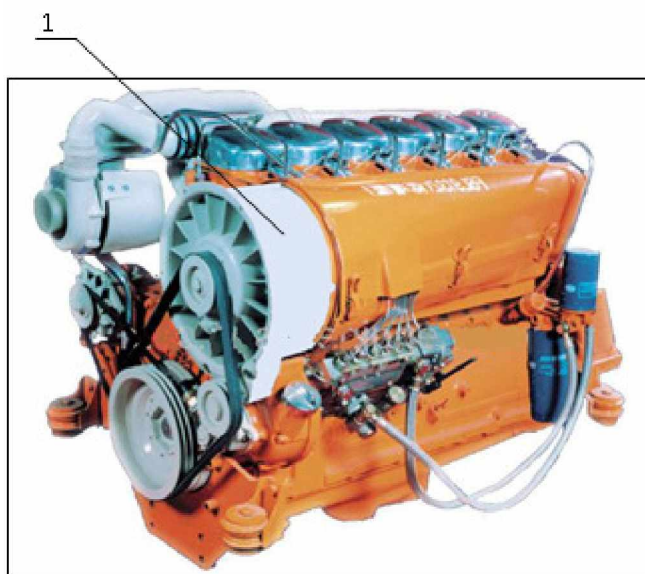


Слика 2.13 Једноцилиндрични мотор [11]



Слика 2.14 Хлађење ваздухом четвороцилиндричног мотора [8]

1 Улаз свежег ваздуха, 2 Уводник ваздуха, 3 Вентилатор, 4 Дефлектори за усмеравање струје ваздуха, 5 Излаз загрејаног ваздуха, 6 Цилиндар



Слика 2.15 Хлађење ваздухом шестоцилиндричног мотора [12]

Основне предности примене ваздушног хлађења су:

- једноставност конструкције при чему се користи мали број делова једноставног облика;
- мања маса мотора, због мањег броја делова и одсуства течности и њеног хладњака;
- већа сигурност у раду, јер је, због мањег броја делова мања могућност отказа, при чему не постоји потреба за добрим заптивањем и не постоји опасност од цурења расхладног флуида;

- брже загревање мотора после старта, као последица слабијег интензитета хлађења;
- мања осетљивост на промену спољне температуре, јер је температурни пад између спољне површине зида и ваздуха знатан (преко 100 K), тако да скоро исти мотор са ваздушним хлађењем може задовољавајуће да ради и у тропским и поларним условима;
- лакша унификација делова, јер се цилиндри и главе посебно израђују, тако да је могуће лакше формирање фамилије агрегата различите радне запремине и ефективне снаге.

Недостаци ваздушног хлађења су:

- већа термичка оптерећења мотора, због мањег интензитета хлађења;
- отежано постизање равномерне расподеле температуре, пре свега, на цилиндарској глави, због неприступачности критичних места струји ваздуха;
- већа бука мотора, јер се звук са цилиндра директно преноси на околину (не постоји водени звучни изолациони слој);
- веће димензије мотора, због већег међусобног растојања цилиндара диктираног постојањем међуребарског простора;
- већа опасност, код ото мотора, од појаве самопаљења горива и детонације, због више температуре делова мотора.

Регулација термичког нивоа хлађења, односно интензитета хлађења, може се вршити на више начина од којих се најчешће користе два решења.

Први начин је регулација протока ваздуха пригушивањем, односно притварањем клапни или жалузина на улазном делу уводника ваздуха у вентилатор, у функцији излазне температуре ваздуха или температуре уља мотора. Ово решење је једноставно, али је неекономично, јер вентилатор стално ради, а загревање хладног мотора је споро.

Други начин је примена вентилатора променљивог протока, односно променљивог броја обртаја у функцији термичког нивоа, тако да вентилатор троши само онолико снаге, колико је неопходно за оптимално хлађење. Променљиви проток вентилатора се постиже преносом погона на вентилатор помоћу хидрауличне спојнице у којој се проток хидрауличног уља у спојници мења у функцији температуре уља мотора или излазног ваздуха. Ово решење је скупље, али се често користи, нарочито

код већих дизел мотора за теретна возила, јер у мотору у експлоатацији остаје већа ефективна снага на располагању за корисника.

Мотори са ваздушним хлађењем се користе за једноставне системе и мале масе мотора, а то су најчешће малолитражни мотори за погон mopеда и моторцикала, за пољопривредну механизацију, за ванбродске моторе и за погон авиона. То су углавном мотори мање снаге по јединици радне запремине. Дизел мотори хлађени ваздухом израђују се за снаге до 200 kW, а за авионске ото моторе до 3000 kW.

За погон вентилатора који обезбеђује неопходну количину ваздуха користи се снага са коленастог вратила, а статички притисак иза вентилатора достиже вредности од 2000 до 5000 Pa, при чему се постижу брзине струјања ваздуха иза вентилатора од 20 до 30 m/s за аутомобилске моторе, док се за авионске моторе брзина ваздуха иза вентилатора креће у границама од 30 до 100 m/s.

За моторе мањих снага користе се радијални вентилатори, а за моторе већих снага аксијални вентилатори великог протока са уводником ваздуха.

Снага која је потребна за погон вентилатора износи од $4 \div 10\%$ од снаге мотора. Проток ваздуха за хлађење мотора зависи од типа и снаге мотора. Просечни прелаз топлоте од цилиндарских ребара на струју расхладног ваздуха зависи од конструкције и материјала од којих су израђена ребра, начину увођења струје ваздуха и атмосферским условима. Орјентационе вредности крећу се у границама од $50 \div 250$ W/(m²·K). Повећање температуре ваздуха, односно средња температурна разлика ваздуха иза и испред цилиндара креће се у границама од $40 \div 80^{\circ}\text{C}$. Расхладна површина на цилиндру мотора хлађеног ваздухом зависи од запремине радног простора цилиндра, максималној снази по цилиндру и интензитета хлађења.

2.2.4 Хлађење мотора помоћу течности

Хлађење мотора течношћу (популарно названо водено хлађење) користи воду као основни расхладни медијум. Вода поседује велики топлотни капацитет и топлотну проводност, чиме се обезбеђује успешно одвођење топлоте, тако да се могу хладити и тешко приступачни термички критични делови цилиндарске главе.

Вода има извесне недостатке уколико се примењује у свом природном облику у систему хлађења мотора (смрзавање на ниским амбијенталним температурама, корозија воденог простора, стварање каменца и друго), због чега савремени мотори са

воденим хлађењем често користе специјалне течности са додацима средстава против смрзавања (на бази гликола) и инхибитора против стварања каменца, корозије и друго. Ове течности имају мањи специфични топлотни капацитет од воде (што се мора узети у обзир), али поседују све остале добре стране хлађења водом. Такође, треба поменути да се ове течности мешају са водом (формирају се водени раствори), па се термин хлађење течностима поистовећује са термином хлађења водом.

Основне предности хлађења течностима су:

- задовољавајући интензитет хлађења који омогућује форсирање мотора у циљу постизања што веће снаге без прекорачења термичког оптерећења мотора,
- већа могућност постизања равномерне расподеле температуре по деловима мотора,
- мања бука мотора, због изолације коју ствара водени простор,
- мања опасност од самопаљења горива и детонације (код ото мотора) и др.

Недостаци течног хлађења су:

- сложенија конструкција мотора ,
- већи број делова,
- већа маса мотора,
- мања поузданост у експлоатацији (због потребе заптивања и могућег цурења течности),
- осетљивост термичког стања мотора на промену температуре околине и др.

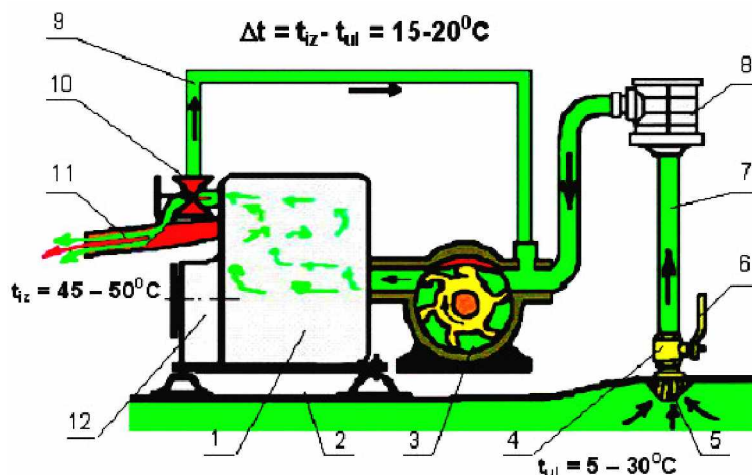
Системи хлађења мотора течностима могу бити: отворени и затворени.

2.2.5 Отворени систем хлађења мотора

Поједностављена функционална шема отвореног система хлађења бродског мотора мале снаге дата је на слици 2.16 Код овог система мотор се хлади водом по којој брод плови. Расхладна пумпа, која је најчешће привешена на мотор, усисава морску или речну воду и потискује је кроз расхладне отворе мотора и поново у море (реку, језеро). У овом систему хлађења морском водом употребљавају се ниже температуре хлађења.

Код отвореног система морска (речна) вода струји кроз усисну корпу, вентил на усису (кингстон), усисни цевовод, пречистач спољне воде, до пумпе. Од пумпе, која усисава спољну воду (морска или речна), вода даље струји кроз мотор, одводи вишак

топлоте, а затим кроз издувни систем заједно са издувним гасовима излази са пловног објекта у море или реку.



Слика 2.16 Отворени систем хлађења мотора

1 Мотор, 2 Кобилица пловног објекта (дно пловног објекта), 3 Пумпа морске воде, 4 Вентил за упис морске воде, 5 Усисна корпу морске воде, 6 Ручица вентила, 7 Усисна цев морске воде, 8 Пречистач морске воде, 9 Повратни цевовод, 10 Вентил за регулацију, 11 температуре воде, 12 Издувна цев мотора, 13 Редуктор (копча)

У подручју температура морске воде на излазу из мотора вишим од $50 \div 55^{\circ}\text{C}$ врши се интензивно издвајање соли натријума, магнезијума и калцијума, које се таложе у облику танког слоја на вруће површине цилиндарске кошуљице и спречава нормално одвођење топлоте. Талог соли дебљине неколико милиметара значајно повишава температуру на расхладним површинама, што у одређеним ситуацијама може довести до појаве пукотина.

Дозвољена температура излазне воде креће се од $45 \div 50^{\circ}\text{C}$. Температура речне и морске воде креће се у широким границама од 5°C до 30°C у зависности од годишњег доба и предела у коме се плови. За Јадранско море као горња граница температура узима се 25°C . Разлика температура расхладне воде на улазу у мотор и на његовом излазу код отвореног система хлађења креће се у границама од 15°C до 20°C .

Да би се то остварило улазном хладном води додаје се загрејана излазна вода помоћу споја излазног колектора, повратним цевоводом (9) са усисним водом преко регулационог вентила (10). На усисном делу морске (речне, језерске) воде налази се вентил (4) или кингстон и мрежаста (груба) пречистач воде (8). Пумпа (3) потискује

воду кроз цевовод од најнижег дела мотора ка највишем делу. Притисак расхладне воде у систему је око 2 бар. За дизел моторе, код којих се топлота одводи само расхладном течносту потребно је обезбедити 50 до 60 dm³/kW за један сат. На спољној страни кошуљице цилиндра (која је у додиру са расхладном водом) може доћи до појаве електрохемијских реакција и кавитације, које негативно утичу на век трајања кошуљице. За заштиту делова мотора од електрохемијских утицаја на погодном месту система за хлађење уграђују се цинк протектори.

Недостаци отвореног система хлађења:

- тешко је одржавати високу температуру морске (речне) воде;
- велики је утицај електрохемијске корозије на задржавање и разарање проточних расхладних површина;
- код ниских температура морске (речне) воде може доћи до превеликог хлађења мотора.

У систему не смеју да се појаве парни чепови који би узроковали слабо одвођење топлоте односно прегревање појединих делова мотора.

2.2.6 Затворени систем хлађења мотора

У затвореном систему хлађења мотора кроз мотор циркулише увек иста течност, која се након загревања у мотору хлади у посебном размењивачу топлоте (хладњаку) водом или ваздухом.

Расхладна течност струји кроз затворени систем хлађења (пумпа, цевовод, мотор, хладњак за расхладну течност, хладњак уља, експанциони суд), а ваздух или спољна вода врши њено хлађење у хладњаку. Ваздух пролази кроз хладњак, а затим поред мотора. Овако загрејан ваздух може да се користи за загревање унутрашњих делова возила. Спољна вода пролази кроз хладњак расхладне течности и заједно са издувним гасовима кроз издувни систем у море или реку.

Расхладна течност (вода из водовода или дестилована вода) омогућава мотору много више температурне режиме оптерећења. При вишим температурама расхладне течности за хлађење коморе за сагоревање (клип, цилиндар, глава мотора) скраћује се период притајеног сагоревања. Притисак сагоревања се повећава, а брзина пораста притиска се смањује, сагоревање се врши равномерно, рад мотора постаје мекши и економичнији.

Код неких типова брзоходних мотора примењује се систем високотемпературног хлађења у коме је температура на излазу из мотора виша од 100°C . Код оваквог система хлађења притисак расхладне течности (у затвореном систему) је виши од атмосферског (1,5 до 3 bar).

Проток пумпе расхладне течности, зависи од количине топлоте коју треба одвести од мотора. Проток пумпе морске (речне) воде зависи од количине топлоте коју треба одвести из хладњака уља, хладњака расхладне течности и хладњака ваздуха (ако се врши натпуњење мотора турбокомпресором). Проток вентилатора, такође, зависи од количине топлоте коју ваздух треба да одведе са загрејаног мотора.

За морску воду се користе пумпе са импелером од неопрена. Пумпа је привешена на мотору, а погон добија преко каиша и каишника (слика 2.17).



Слика 2.17 Пумпа морске воде (лево: радно коло-импелер од неопрена)

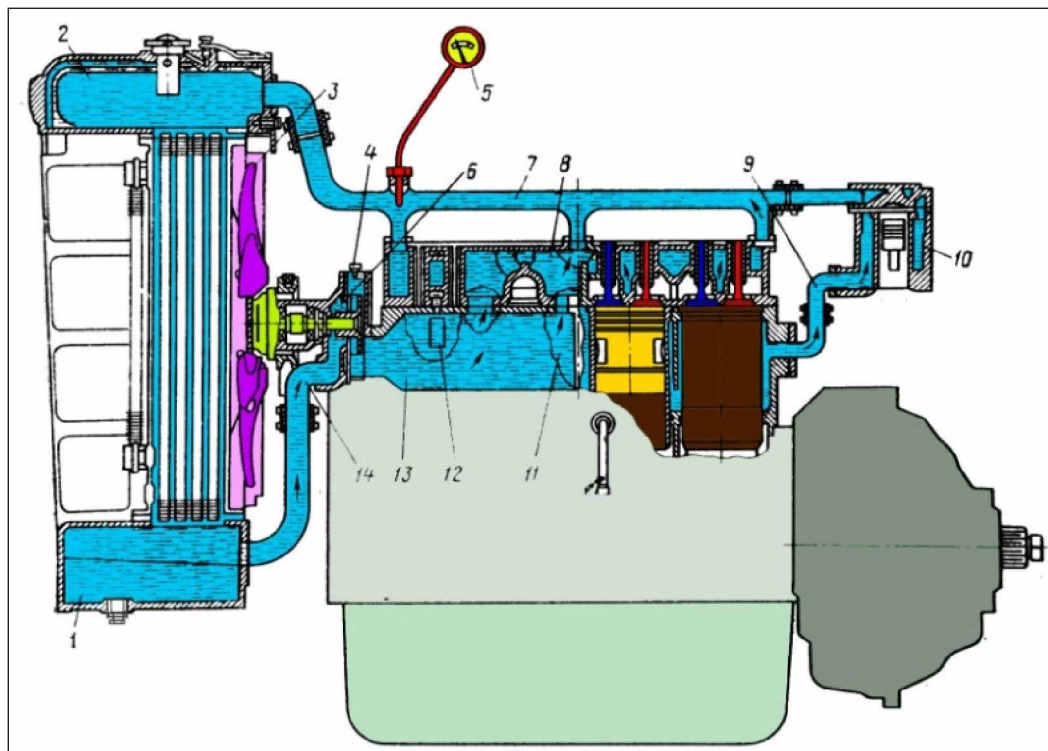
У затвореном систему хлађења мотора (у зависности од намене и места уградње) постоје више типова расхладних подсистема:

- подсистем расхладне течности (течност струји кроз мотор, а затим кроз хладњак);
- подсистем струјања ваздуха кроз хладњак – природни или принудни са вентилатором (мотор се хлади течностљу, а течност струјом ваздуха);
- подсистем расхладне морске или речне воде (овој води предаје топлоту расхладна течност из мотора) која струји кроз хладњак.

2.2.7 Расхладни подсистеми

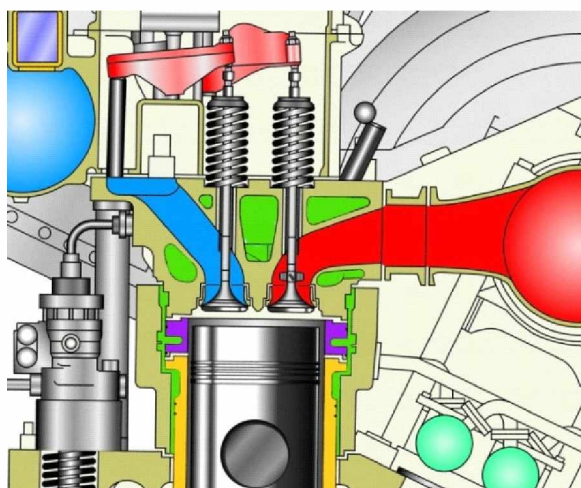
Расхладна течност хлади (слика 2.18) цилиндарски блок, кошуљице цилиндара, главе цилиндара и уље кроз хладњак уља (уколико се врши хлађење уља). Позиције на слици 2.18 су следеће: 1 Доњи део хладњака, 2 Горњи део хладњака, 3 Вентилатор, 4

Отвор за испуштање ваздуха, 5 Термометар, 6 Пумпа расхладне течности, 7 Одводна цев, 8 Глава мотора, 9 Цев, 10 Уређај за старт мотора ваздухом, 11 Блок цилиндара.

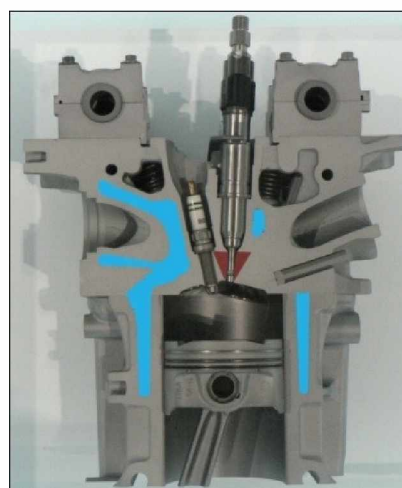


Слика 2.18 Шема система за хлађење [13]

У цилиндарској глави дизел мотора (слика 2.19) врши се хлађење [14] седишта вентила, бризгача горива, а код ото мотора и држача свећице.



а

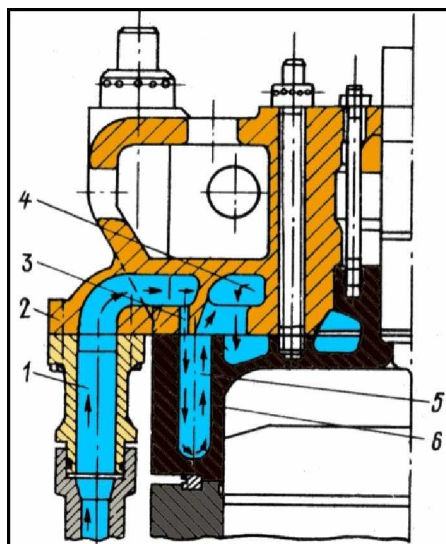


б

Слика 2.19 Цилиндарска глава: а - дизел мотора; б - ото мотора

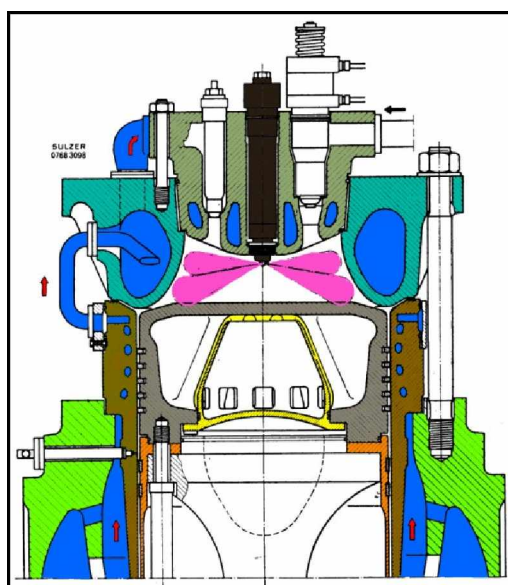
Код великих спороходних бродских мотора израђују се посебни канали (слика 2.20) за струјање воде од цилиндарског блока ка глави мотора. Такође се, код овог типа

мотора, раде посебно канали у горњем делу кошуљице цилиндра (слика 2.21) ради лакшег одвођења топлоте са врућих површина коморе за сагоревање (у пределу спољне мртве тачке).



Слика 2.20 Канали за хлађење главе мотора [15]

1 Доводни канал расхладне течности из блока мотора у главу мотора, 2 Ојачање главе мотора, 3 Канал за улаз воде у доњи део главе мотора, 4 Канал за довод расхладне течности до централног дела главе мотора, 5 Слепи канал, 6 Доњи део главе мотора



Слика 2.21 Принцип хлађења кошуљице цилиндра и главе мотора [16]

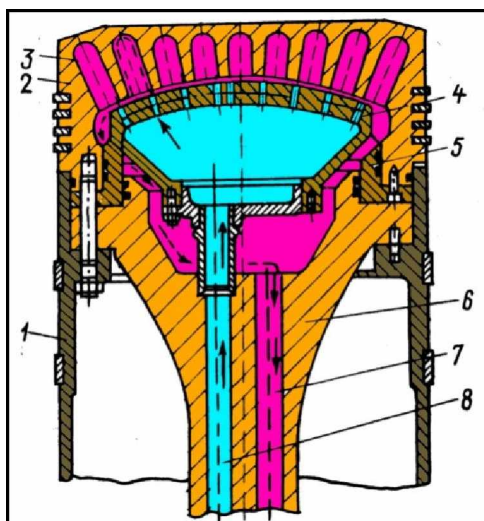
Код великих бродских мотора врши се хлађење клипа уљем или водом. У последње време искључиво се врши хлађење уљем. На слици 2.22 приказан је клип

који је састављен из већег броја делова са повећаном дебљином главе клипа. У глави клипа са доње стране избушен је велики број слепих канала (саће) који су одоздо пригушени елементом (4) посебног облика, са мањим отворима, постављеног ексцентрично у односу на унутрашњи део клипа. Вода или уље, које хлади клип, у доњи део клипа улази каналом (8), пролази кроз отворе елемента (4) и улази у слепе канале главе клипа. Вода (уље) која је примила топлоту враћа се између главе клипа и елемента (4) каналом (7) у хладњак. Канали (7) и (8) избушени су у клипној полузи (6).

У зависности од начина постизања циркулације течности кроз мотор постоје подсистеми са природном, принудном и комбинованом циркулацијом средства за хлађење.

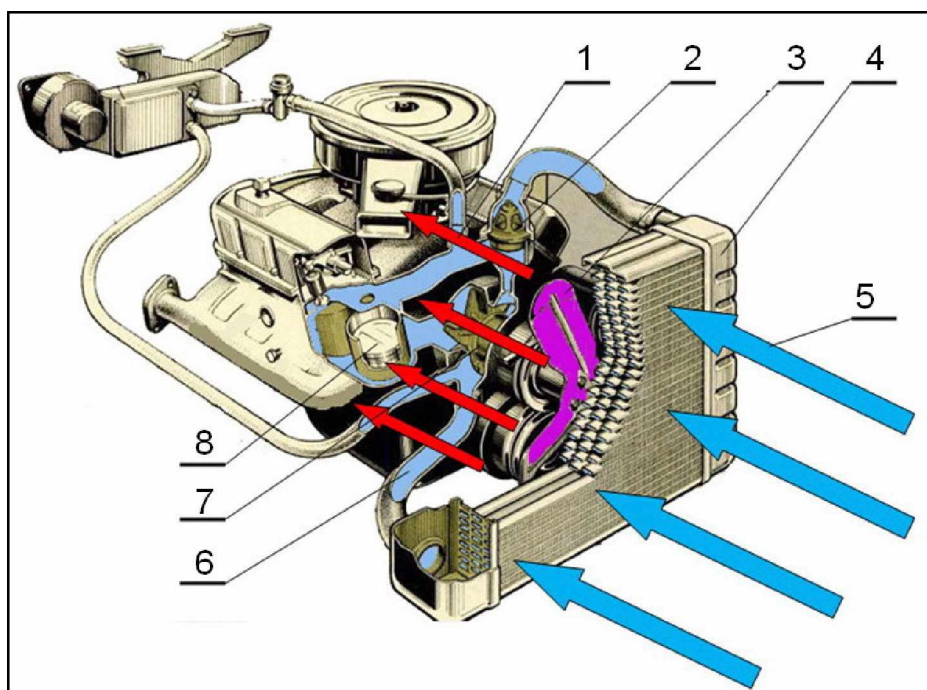
Подсистем са природном (термосифонском) циркулацијом течности користи природну узгонску силу, односно разлику густина загрејане и охлађене воде. Овакав начин хлађења мотора је једноставан, међутим интензитет циркулације може бити веома слаб, тако да систем захтева велике количине течности за хлађење, због чега се данас веома ретко користи.

Подсистем са принудном циркулацијом расхладне течности врши се помоћу пумпе (слика 2.23). Пумпа усисава охлађену течност и потискује је кроз мотор. Пре мотора врши се регулација усмеравања расхладне течности преко термостатског вентила ка хладњаку или мимо њега. Уколико је течност хладна термостат не дозвољава пролаз воде кроз хладњак све до постизања одговарајуће температуре. Када се температура повисила толико да се термостат отвори, тада расхладна течност струји кроз хладњак. Истовремено кроз хладњак са спољне стране посредством вентилатора или природном циркулацијом (кретањем возила) уструјава ваздух коме се предаје топлота са загрејане расхладне течности. Расхладна течност се доводи у доњи део мотора, а одводи са највишег дела. На тај начин избегнута је појава парних мехурића, у којима је прелаз топлоте са зида на течност практично онемогућен, тако да је и хлађење тог места угрожено.



Слика 2.22 Хлађење клипа [15]

1 Тело клипа, 2 Чело клипа, 3 Слепи канали, 4 Отвори за пролаз воде (уља), 5 Уметак, 6 Клипна полука, 7 Канал у клипној полуци за одвод вруће воде (уља), 8 Канал у клипној полуци за довод хладне воде (уља)



Слика 2.23 Принудна циркулација расхладне течности помоћу пумпе [17]

1 Загрејани ваздух, 2 Термостат, 3 Вентилатор, 4 Хладњак, 5 Хладан ваздух, 6 Усисна цев, 7 Пумпа за расхладну течност, 8 Клип

Струјање средства за хлађење са повећаним притиском све више се користи за хлађење клипних мотора. У том случају систем за хлађење је хемијски затворен, а топлота од загрејаних делова мотора одводи се преко хладњака у околни ваздух. На тај начин постигнут је већи коефицијент прелаза топлоте од загрејаног мотора на средство за хлађење и од њега на хладњак. Температура кључања воде при притиску од 2 bar износи око 120°C, што значи да је могуће обезбедити процес хлађења са већом разликом температура, а самим тим и потребна расхладна површина за хладњак може бити мања за 20 до 30%.

2.2.8 Основни захтеви система за хлађење клипног мотора

Од укупно доведене топлоте сагоревањем горива у цилиндрима мотора хлађењем се оријентационо одводи топлота приказана у табели 2.4.

Табела 2.4 Оријентационо одведена топлота расхладним средством

Врста мотора	Удео одведене топлоте од укупно доведене топлоте
Спороходи мотори	16 ÷ 25 %
Средњебрзоходи	14 ÷ 20%
Брзоходи	12 ÷ 18%

Губици топлоте одведене системом хлађења морају бити сведени на минимум. Овај услов захтева да се температура средства за хлађење одржава на највишем, али подношљивом и уједначеном нивоу, без обзира на оптерећење мотора. Само на тај начин може да се обезбеди рад мотора при:

- најповољнијем термичком степену искоришћења,
- најповољнијем вискозитету изабраног уља за подмазивање мотора и најмањем степену хабања клизних површина, а нарочито цилиндра, клипова, прстенова и лежаја,
- најбољем начину заптивања клипова у цилиндру,
- најиздржљивијем слоју уља због физичких карактеристика,
- продуженој употреби уља за подмазивање.

Аутоматско одржавање температурних услова за мотор и уље обезбеђују:

- термостатски уређај који регулише и обезбеђује, за све радне услове, оптималан проток средства за хлађење кроз мотор и хладњак,
- спојнице вентилатора за проток ваздуха кроз хладњак, које аутоматски укључују односно искључују вентилатор,
- покретне жалужине на улазу ваздуха испред хладњака, чиме се регулише потребан проток ваздуха кроз хладњак и др.

Спојнице вентилатора могу да се укључују/искључују помоћу електромагнета или на хидродинамичком принципу, при чему регулишу и број обртаја вентилатора тако да се обезбеди уједначена температура расхладног средства у систему (око 80°C до 90°C), без обзира на оптерећење мотора.

Проток расхладног средства ($\dot{V}$, m³/s) потребног за одвођење топлоте од мотора добија се из односа доведене топлоте и топлоте одведене расхладним средством [16]

$$\dot{V} = \frac{\dot{P}_e \cdot g_e \cdot H_d \cdot a}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta t} \quad (2.4)$$

где су:

- $\dot{P}_e$, W, ефективна снага мотора,
- g_e , kg/J, специфична потрошња горива,
- H_d , J/kg, доња топлотна моћ горива,
- a , удео топлотне снаге одведен помоћу расхладног средства (табела 2.4)
- ρ , kg/m³, густина течности за хлађење (за воду ~ 1000 kg/m³)
- Δt , °C, температурска разлика течности за хлађење на излазу и улазу у мотор,
- c_p , J/(kg · K), специфични топлотни капацитет расхладне течности (за воду ~ 4190 J/(kg · K), за етилен гликол ~ 2510 J/(kg · K)).

Орјентационе вредности за потребну количину течности по јединици снаге крећу се у границама [18]:

- 110 ÷ 270 dm³/kWh за аутомобилске моторе при $\Delta t = 5 \div 10^\circ\text{C}$;
- 40 ÷ 55 dm³/kWh за авионске моторе при $\Delta t = 20 \div 25^\circ\text{C}$;
- за бродске моторе: 60 dm³/kWh за отворени систем хлађења при $\Delta t = 15 \div 20^\circ\text{C}$, 60 ÷ 110 dm³/kWh за затворени систем хлађења при $\Delta t = 8 \div 15^\circ\text{C}$.

2.2.9 Хлађење мотора већих снага

За хлађење бродских мотора у затвореном систему уграђује се експанзиони танк за расхладну течност и то изнад највишег дела расхладне површине мотора. Експанзиони танк је спојен цевима на неколико места са магистралом затвореног система хлађења (на колектору сакупљача паре, на излазу највиших тачака система за хлађење (глава мотора), на горњем делу хладњака расхладне течности).

Експанзиони танк се користи за компензацију запремине расхладне течности, која се знатно повећава при загревању. Због тога је неопходно да експанзиони танк има $1/3$ до $1/4$ слободног простора изнад нивоа расхладне течности у односу на укупну запремину танка. Поред тога, у том делу се врши и кондензација водене паре доведене са највиших тачака расхладних површина. За време рада мотора потребно је контролисати температуру расхладне течности пре и после хладњака, на излазу из сваког цилиндра, температуру спољне (морске или речне) воде пре и после хладњака расхладне течности, уља и ваздуха, пропуштање расхладне течности и спољне воде на уписном делу система.

За време рада мотора опслуживање расхладног система своди се на одржавање температуре и притиска расхладне течности у одређеном подручју, обезбеђивање високо техничких економских параметара рада мотора и минималне величине хабања његових делова. Вредности температура и притисака дате су у инструкцијама за експлоатацију мотора.

Притисак расхладне течности, у зависности од типа мотора, креће се у границама $1,5 \div 3 \text{ bar}$. У систему спољне воде, за хлађење расхладне течности, притисак мора бити нешто нижи од притиска расхладне течности, како се не би мешала спољна вода у хладњак расхладне течности са расхладном течношћу у случају нарушавања заптивања.

Температура расхладне течности на излазу из мотора креће се у границама од:

- $60 \div 70^{\circ}\text{C}$ за спороходе и средњеходе бродске дизел моторе,
- $75 \div 90^{\circ}\text{C}$ за брзоходе бродске дизел моторе.

Код високо оптерећених брзоходних бродских дизел мотора температура расхладне течности на излазу из мотора креће се у опсегу $95 \div 105^{\circ}\text{C}$. Разлика температура расхладне воде на улазу у мотор и на његовом излазу код затвореног система хлађења креће се у границама од $8 \div 15^{\circ}\text{C}$. При овом односу температура

расхладне течности хабање цилиндарских кошуљица и клипних прстенова је минимално, а такође и губици топлоте одведене расхладном течношћу. Температура расхладне течности на излазу из цилиндара требало би да буде приближно једнака. Дозвољена разлика температура расхладне течности по цилиндру је $2 \div 3^{\circ}\text{C}$.

При сагоревању горива на унутрашњим зидовима цилиндарских кошуљица температура је око 180°C . Даље повишење температуре кошуљице може довести до нарушавања подмазивања и појаве сувог трења.

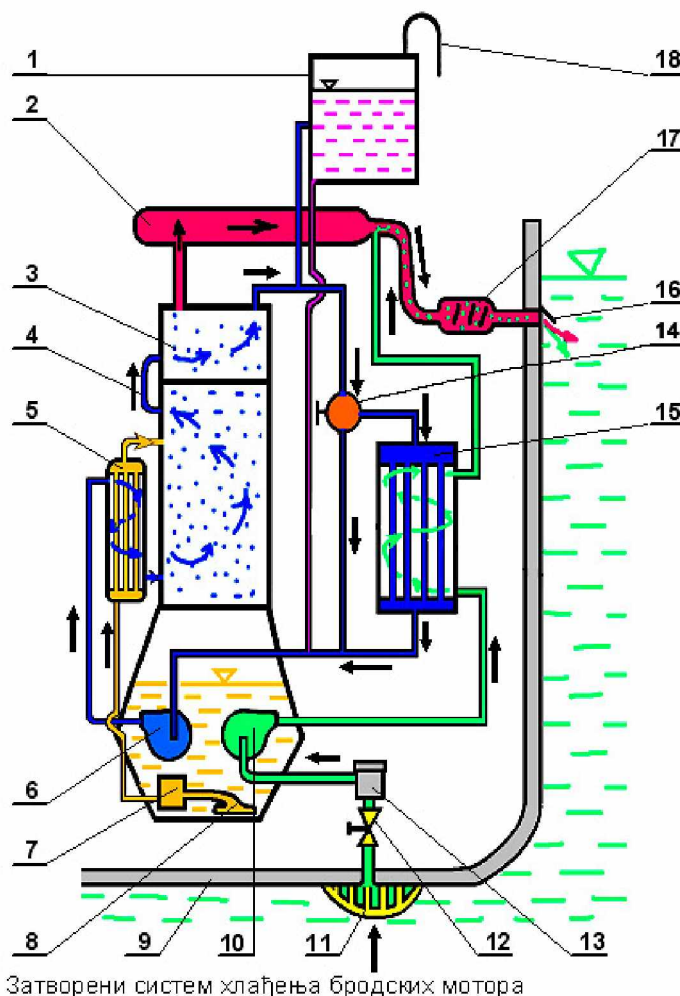
На ниским температурама расхладне течности са унутрашње стране цилиндарске кошуљице почиње интензивно таложење уља, што се може објаснити појавом кондензације киселина из продуката сагоревања горива и водене паре. Продукти кондензације се заједно са несагорелим горивом и уљем сливају низ цилиндарску кошуљицу у картер, што веома брзо погоршава мазива својства уља.

На слици 2.24 приказан је затворени систем хлађења брзоходог бродског мотора. Осим хлађења расхладне течности у хладњаку (15) врши се и хлађење уља у хладњаку (5), издувних гасова на излазу из цилиндара тј. колектор издувних гасова (2) и издувни лонац (17). На моторима веће снаге врши се хлађење и ваздуха у хладњаку ваздуха, који се уграђује иза турбокомпресора.

Расхладна течност улази најпре у најнижи део расхладног простора мотора. Тако се најпре хладе делови мотора са нижом температуром, а касније када се расхладна течност загреје, хладе се делови мотора са највишом температуром. Расхладна течност излази из мотора на највишем делу мотора (глави цилиндара) где се обично и постављају давачи температуре и термометри расхладне течности. Од мотора расхладна течност иде до терморегулационог вентила (термостат) (14), који у зависности од температуре расхладне течности, отвара пролаз према пумпи (6) или према хладњаку (15).

Ако је температура расхладне течности на излазу из мотора исувише ниска, тада терморегулациони вентил (14) затвара пролаз воде кроз хладњак (15) и сва количина расхладне течности струји кроз пумпу (6), хладњак уља (5) и тако загрејана пролази кроз мотор и колектор издувних гасова (2). Овај начин хлађења се користи када су температуре веома ниске, па је потребно да се расхладна течност брже загреје. По успостављању нормалне радне температуре терморегулациони вентил почиње да се

отвара и обезбеђује пролаз према хладњаку, тако да се расхладној течности одржава температура на улазу и излазу из мотора приближно константном.



1. Експанзиони танк; 2. Издувни колектор; 3. Мотор; 4. Спојна цев; 5. Хладњак уља;
 6. Пумпа расхладне течности; 7. Пумпа уља; 8. Усисна корпа за уље; 9. Дно јахте;
 10. Пумпа спољне воде; 11. Усисна корпа спољне воде; 12. Усисни вентил (кингстон);
 13. Пречистач спољне воде; 14. Термостат; 15. Хладњак расхладне течности;
 16. Заклопка издувне цеви; 17. Пригушивач буке и катализатор; 18. Одушна цев.

Слика 2.24 Затворени систем хлађења брзоходог бродског мотора

При загревању расхладне течности повећава се њена запремина, а вишак из система иде ка експанзионом танку (1). Експанзиони танк (1) има водоказно стакло за контролу нивоа, а може да се угради и давач нивоа са алармним уређајем за даљинску контролу. Код дизел мотора са повишеном температуром хлађења (температура расхладне течности на излазу из мотора од 85°C до 90°C) експанзиони танк, а тиме и цео расхладни систем се ставља под натпритисак око 0,5 до 0,7 бар. Тиме се смањује

утицај кавитације на делове расхладног система мотора и спречава кључање воде, односно стварање парних мехура који веома негативно утичу на појаву кавитације.

2.3 ОСНОВНИ ЕЛЕМЕНТИ СИСТЕМА ЗА ХЛАЂЕЊЕ МОТОРА

Систем за хлађење мотора састављен је из следећих елемената:

- размењивач топлоте (хладњак) расхладне течности,
- пумпа расхладне течности,
- термостат у подсистему расхладне течности,
- вентилатор,
- расхладна течност,
- цевовод,
- пригушивач протока ваздуха,
- пумпа уља,
- размењивач топлоте (хладњак) уља,
- термостат у подсистему уља за подмазивање,
- размењивач топлоте (хладњак) ваздуха – ако је мотор са надпуњењем за хлађење ваздуха иза турбокомпресора, а пре улаза ваздуха у цилиндри мотора.

2.3.1. Размењивач топлоте - хладњак расхладне течности

Задатак хладњака је да пренесе топлоту расхладног средства од мотора на ваздух или на околну воду (морску, речну, језерску) тако да обезбеди правилно функционисање затвореног кружног расхладног подсистема мотора. Ако је задатак хладњака да обавља и функцију хлађења или загревања уља и расхладне течности (када је мотор хладан), онда је то размењивач топлоте код кога се струјање обавља у два супротна смера.

Капацитет хлађења, односно пролаза топлоте зависи од:

- површине хладњака, кроз коју пролази топлота,
- чеоне површине и дебљине хладњака,
- коефицијента пролаза топлоте употребљеног материјала хладњака,
- дебљине материјала од кога је хладњак израђен (посебно његове ћелије),
- интензитета струје ваздуха или воде на пролазу кроз хладњак,
- интензитета протока загрејане воде кроз ћелије хладњака,
- физичких карактеристика расхладног средства,

- температурне разлике између течности унутар хладњака и ваздуха или воде за њено хлађење,
- атмосферског притиска и садржаја влаге у ваздуху којим се хлади.

Као што се види карактеристике интензитета хлађења, код исте укупне чеоне површине хлађења, могу бити врло различите јер зависе од великог броја параметара, од којих су неки при употреби променљиви. Из овог разматрања се види да би и прорачун хладњака био веома компликован.

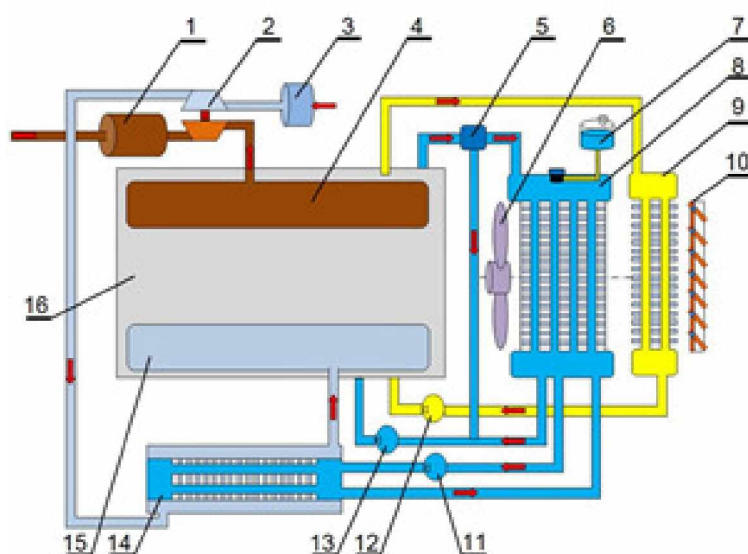
Хладњаци за возила израђују се у облику оребрених цеви или ламеластих ћелија кроз које струји ваздух, односно расхладно средство. Дубина (дебљина) ових хладњака износи око 40 до 100 mm. Пад притиска при пролазу ваздуха кроз хладњак код улазне брзине струјања ваздуха око 10 m/s може бити 500 Pa до 1000 Pa.

Повишење температуре ваздуха при пролазу кроз хладњак зависи од његове конструкције, експлоатационих и атмосферских услова. У просеку може се узети да је повишење температуре око 40°C. Топлота се одводи помоћу атмосферског ваздуха при чему се врши хлађење расхладне течности (вода + антифриз) у затвореном кругу, уља за подмазивање, ваздуха за натпуњење и хидрауличног уља код грађевинских машина. У случају када се топлота предаје атмосферском ваздуху размењивач топлоте се назива хладњак (radiator).

За хлађење ваздуха за натпуњење мотора користи се хладњак и уграђује у систем хлађења мотора са аутономним нискотемпературним воденим кругом, који ради на истом принципу као и хладњак расхладне течности мотора. У неким случајевима уграђује се као модул заједно са хладњаком расхладне течности (слика 2.25). За потребе циркулације воде кроз хладњак ваздуха за натпуњење мотора уграђује се помоћна пумпа (11). За погон помоћне пумпе троши се додатна енергија (снага) мотора.

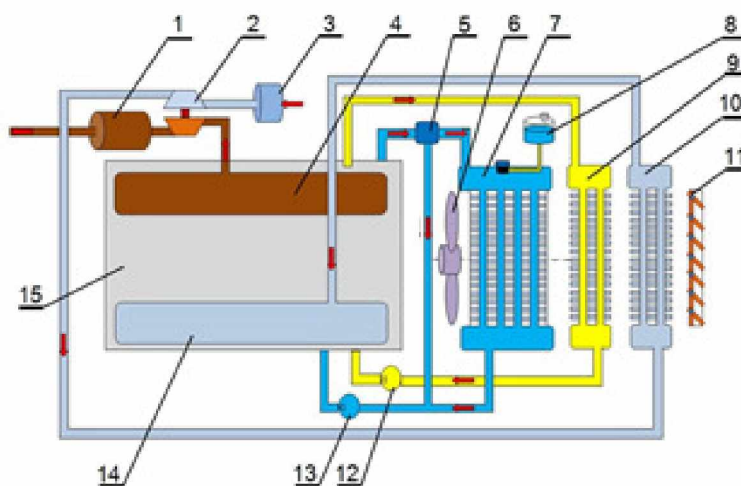
На слици 2.26 приказана је шема хлађење ваздуха за натпуњење, уља и расхладне течности мотора.

У неким случајевима хладњак ваздуха за натпуњење мотора уграђује се испред хладњака уља и расхладне течности. Температура ваздуха за натпуњење на излазу из турбокомпресора достиже вредност преко 200°C, тако да је за његово хлађење потребна одговарајућа количина спољњег ваздуха. Кроз хладњак ваздуха за натпуњење



Слика 2.25 Шема хлађења мотора

1 Пригушивач буке, 2 Турбокомпресор, 3 Пречистач ваздуха, 4 Издувни колектор, 5 Термостат, 6 Вентилатор, 7 Експанзиони резервоар, 8 Хладњак расхладне течности, 9 Хладњак уља за подмазивање мотора, 10 Жалюзине, 11 Пумпа расхладне течности за међухладњак, 12 Пумпа уља, 13 Пумпа расхладне течности за мотор, 14 Међухладњак, 15 Усисни систем мотора, 16 Мотор

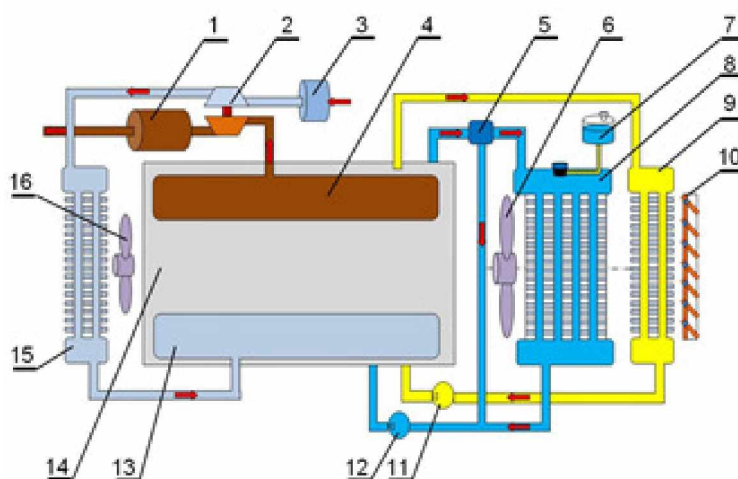


Слика 2.26 Шема хлађења ваздуха, уља и расхладне течности мотора

1 Пригушивач буке, 2 Турбокомпресор, 3 Пречистач ваздуха, 4 Издувни колектор, 5 Термостат, 6 Вентилатор, 7 Хладњак расхладне течности, 8 Експанзиони резервоар, 9 Хладњак уља за подмазивање мотора, 10 Хладњак ваздуха за натпуњење мотора, 11 Жалюзине, 12 Пумпа уља, 13 Пумпа расхладне течности, 14 Усисни колектор, 15 Мотор

струји ваздух приближно температури околине. Хладњак ваздуха за натпуњење пројектован је за различите услове рада јер је струја ваздуха за натпуњење са повишеним притиском. Основни недостатак оваквог начина уградње хладњака ваздуха за натпуњење, су више пута већи хидраулични губици у односу на шему хлађења приказаној на слици 2.25. Хладњаци уља и ваздуха за пуњење су у принципу мањих димензија и лакши су за уградњу у односу на хладњак расхладне течности.

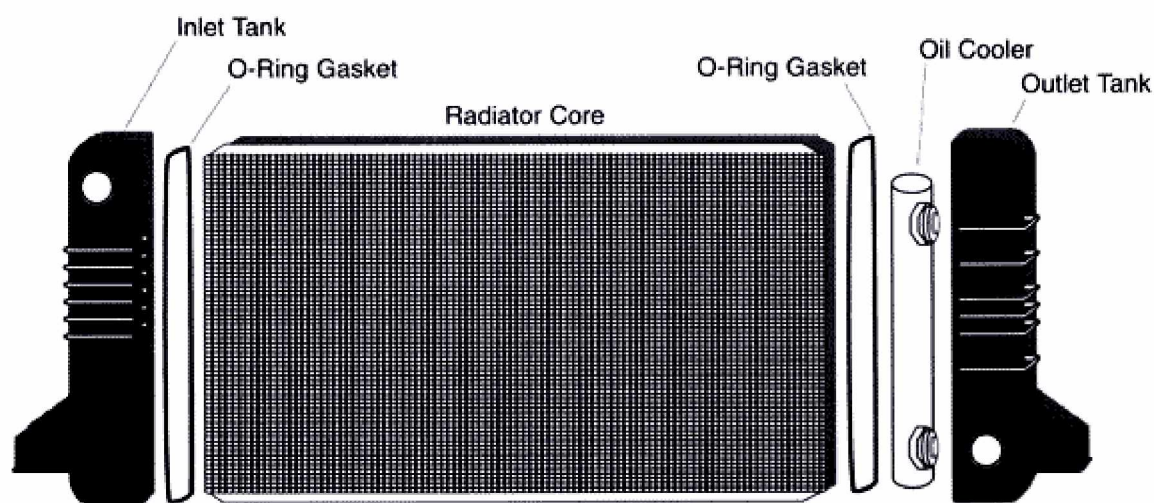
На слици 2.27 приказана је шема хлађења расхладне течности, уља и ваздуха за натпуњење при чему је хладњак ваздуха за натпуњење монтиран тако да помоћни вентилатор (16) обезбеђује принудно струјање ваздуха кроз њега. Код овог начина хлађења ваздуха за натпуњење потребно је да се утроши већа количина енергије за погон вентилатора.



Слика 2.27 Шема хлађења уља, расхладне течности и ваздуха за натпуњење мотора са помоћним вентилатором

1 Пригушивач буке, 2 Турбокомпресор, 3 Пречистач ваздуха, 4 Издувни колектор, 5 Термостат, 6 Вентилатор, 7 Експанзиони резервоар, 8 Хладњак расхладне течности, 9 Хладњак уља за подмазивање мотора, 10 Жалузине, 11 Пумпа уља, 12 Пумпа расхладне течности, 13 Усисни колектор, 14 Мотор, 15 Хладњак ваздуха за натпуњење мотора, 16 Помоћни вентилатор

За моторна возила великих снага може бити уграђен већи број различитих хладњака, односно, за расхладну течност, уље за подмазивање делова мотора, уље механичког механизма и ваздуха код мотора са натпуњењем. Један од комбинованих хладњака приказан је на слици 2.28.



Слика 2.28 Комбиновани хладњак [19]

2.3.2 Материјали за израду хладњака

Материјали који се користе за израду хладњака мотора са унутрашњим сагоревањем потребно је да имају следећа својства:

- довољну чврстоћу и мале пластичне деформације
- велику топлотну проводљивост
- велику отпорност на корозију
- једноставну технологију израде и ниску цену.

Најпогоднији материјали за израду размењивача топлоте су: бакар, алуминијум и њихове легуре.

Челични хладњаци за расхладну течност у односу на бакар и алуминијум имају већу масу, нижу топлотну проводљивост и ниску отпорност на корозију. Наношење танког заштитног слоја цинка не остварује се поуздана заштита од корозије. Челични хладњаци најчешће се користе за израду хладњака уља.

Хладњаци се израђују од бакра чистоће 99,5 до 99,9%. Такође се, користи и легура бакра и цинка, која има висока механичка својства.

Најлакши и перспективни материјал је алуминијум високог степена чистоће, легуре алуминијума и мангана, као и алуминијума и магнезијума. Међутим, алуминијум и његове легуре су мање отпорне на ерозију и корозију у односу на бакар и његове легуре, тако да се најчешће израђују хладњаци од биметала, при чему је унутрашњи део (у додиру са агресивним флуидом) израђен од материјала отпорног на ерозију и корозију, а спољни део од легуре алуминијума.

2.3.3 Конструкција хладњака

Хладњак се састоји од четири основна дела:

- улазна комора
- излазна комора,
- цеви за пролаз расхладне течности
- ламеле или плоче.

Улазна комора налази се на врху хладњака у коју долази загрејана расхладна течност из мотора. Из ње, расхладна течност струји кроз цеви, које су окружене ламелама, ка излазној комори. Ламеле су танке металне траке причвршћене за цеви којима струји загрејана течност. Ламеле су уграђене тако да повећавају површину која је у додиру са цевима за пролаз расхладне течности и ваздушном струјом. На тај начин повећана је површина преко које струји ваздух покретан вентилатором или кретањем возила. Струјањем ваздуха одводи се топлота са загрејаних ламела и цеви па се тако хлади расхладна течност, односно уље или ваздух за натпуњење мотора ако су у питању хладњаци уља или ваздуха за натпуњење. На дну хладњака налази се излазна комора у којој се скупља расхлађена течност одакле је усисава пумпа расхладне течности и потискује кроз мотор и хладњак. Улазна и излазна комора данашњих хладњака израђене су од пластике, али се користе и металне најчешће од бакра.

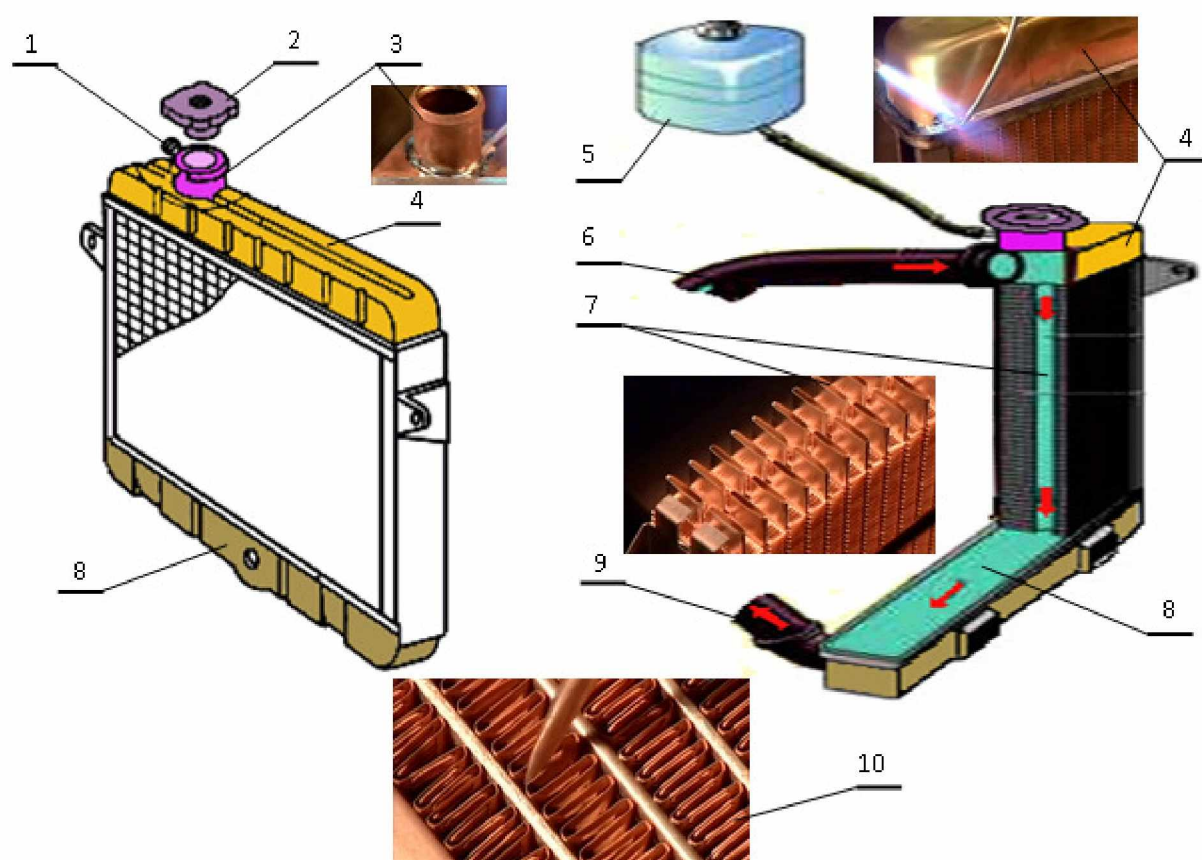
Цеви са ламелама хладњака обично се заједнички називају језгром хладњака која је на већини данашњих аутомобила углавном израђена од алуминијма.

У зависности од положаја улазне и излазне коморе постоје хладњаци са вертикалном и хоризонталном струјом расхладне течности. Код вертикалног хладњака (слика 2.29) улазна комора је смештена на врху, а излазна на дну, док су код хоризонталног (слика 2.30) распоређене лево и десно. Већина модерних хладњака је хоризонталне конструкције која смањује укупну висину и омогућава постављање хладњака под положеније поклопце мотора.

Осим наведених хладњака са цевима и ламелама (тракама) постоје и хладњаци са цевима и плочама. Овај тип хладњака има високу топлотну ефикасност, али нема широку примену, јер им је ниска чврстоћа, а притисак унутар хладњака око 0,5 bar.

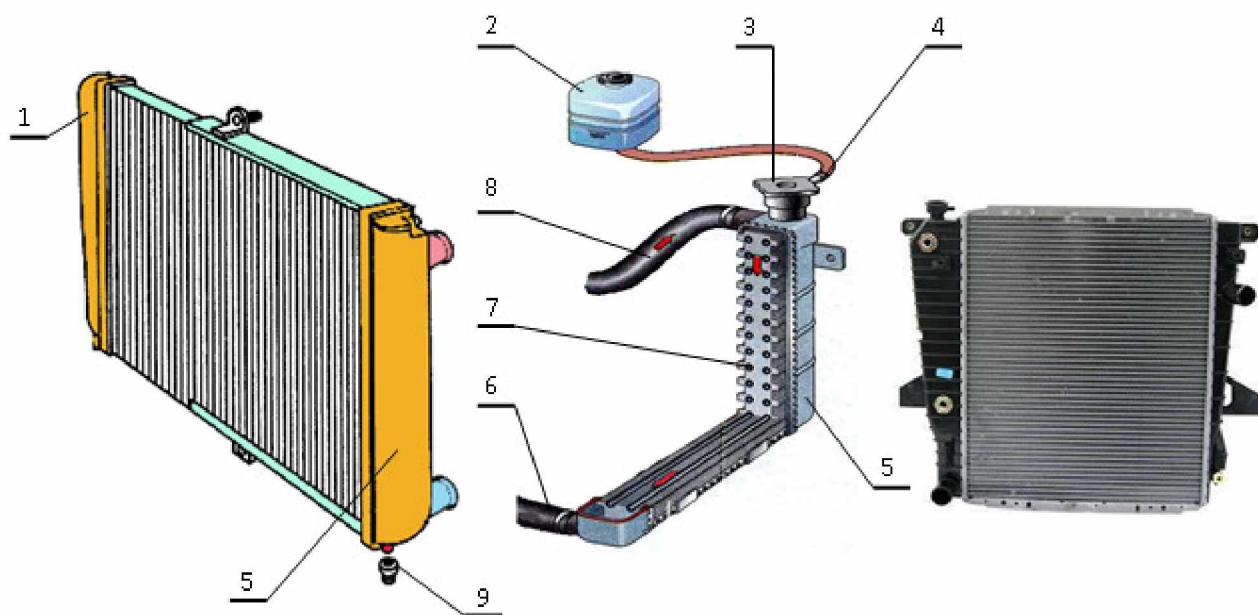
За израду наведених хладњака користе се танкозидне цеви округлог, квадратног, правоугаоног (пљоснатог) или троугластог попречног пресека. Дебљина зидова цеви у

зависности од материјала (челик, месинг, бакар, алумијум) креће се у границама од 0,2 до 1 mm. Размак између цеви налази се у границама од 10 до 18 mm по ширини и од 21 до 24 mm по дубини. Ове димензије омогућавају боље коришћење масе и запремине хладњака. Размак између плоча креће се у границама од 3 до 6 mm. Број редова цеви износи три до шест. Бушењем отвора на плочама првог реда, у вишередном хладњаку) ствара се турбулентно струјање спољњег ваздуха чиме се повећава коефицијент преноса топлоте у другом и трећем реду, а затим се стабилизује.



Слика 2.29 Основни елементи хладњака са вертикалним струјањем расхладне течности

1 Одушна цев; 2 Поклопац хладњака; 3 Наливно грло; 4 Горња хоризонтална комора; 5 Експанзиони суд; 6 Цев за довод расхладне течности; 7 Вертикална цев за пролаз расхладне течности; 8 Доња хоризонтална комора; 9 Цев за одвод расхладне течности из хладњака; 10 Ламеле (траке).



Слика 2.30 Основни елементи хладњака са вертикалним струјањем расхладне течности [28]

1 Лева вертикална комора; 2 Експанзиони суд; 3 Поклопац хладњака; 4 Одушна цев; 5 Десна вертикална комора; 6 Цев за одвод расхладне течности; 7 Хоризонтална цев за пролаз расхладне течности; 8 Цев за довод расхладне течности у хладњак; 9 Отвор за испуштање расхладне течности

За аутомобиле и лаке камионе дубина хладњака износи од 60 до 90 mm. Прорачуном брзине ваздуха испред хладњака одређује се количина ваздуха која се доводи вентилатором за струјање кроз хладњак. У зависности од типа возила брзина ваздуха креће се у границама од 3 до 15 m/s. Брзина струјања расхладне течности кроз канале хладњака мање утиче на степен преноса у односу на ваздух. При брзини расхладне течности до 1,4 m/s у каналима хладњака добар је коефицијент преноса топлота, а даљим повећањем брзине доводи до прекомерног пада притиска у хладњаку, а самим тим и повећање снаге потребне за погон пумпе расхладне течности. Оптимална брзина струјања расхладне течности кроз хладњак је око 0,4 до 0,8 m/s. Температура расхладне течности на улазу у хладњак износи од 82°C до 92°C, а на излазу је нижа за 5°C до 8°C. За спречавање појаве парних мехурића у магистрали горива код ОТО мотора максимална разлика температуре ваздуха од улаза до излаза из хладњака треба да је у опсегу 10°C до 15°C. Међутим, при експлоатацији разлика температура ваздуха на улазу и излазу због повећане влажности ваздуха може достићи вредност до 40°C.

Горња и доња (лева и десна) комора хладњака су међусобно повезане. На горњем делу хладњака налази се наливно грло са поклопцем (са вентилом) и цев за довод расхладне течности из мотора у хладњак. Бочно на наливном грлу уграђена је цевчица за излаз водене паре из хладњака. На доњем делу хладњака уграђена је цев за одвод расхладне течности до пумпе расхладне течности. На дну хладњака уграђена је славина за испуштање расхладне течности из хладњака. Еластична црева од хладњака до мотора омогућавају лакше спајање мотора и хладњака. Испред хладњака налази се жалузина (ролетна) којом се врши регулација протока ваздуха кроз хладњак. Када је жалузина потпуно отворена тада ваздух несметано струји кроз хладњак.

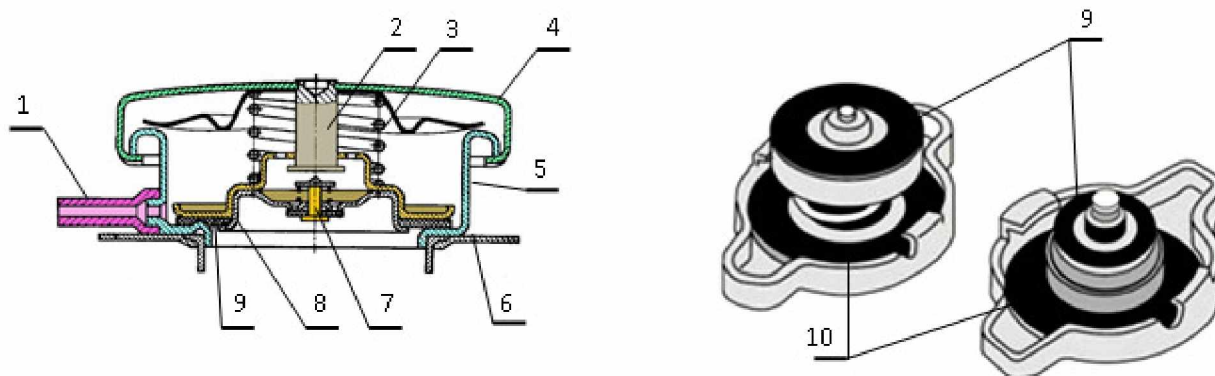
За хлађење уља за подмазивање мотора са унутрашњим сагоревањем користе се два типа хладњака – уљни хладњак кроз кога струји расхладна течност и уљни хладњак кроз кога струји ваздух. Уљни хладњаци са расхладном течношћу користи се код трактора већих снага јер су једноставни, поуздани у раду, лако се отклањају кварови и имају мању масу и димензије у односу на хладњаке уља кроз које струји ваздух.

За високо форсиране дизел моторе са цевно-тракастим уљним хладњацима користе се елементи за вртложење ваздуха, којима се при истим димензијама повећава пренос топлоте за 2,7 до 3 пута у односу на хладњак са равним цевима и тракама. Алуминијумски ваздушни уљни хладњаци имају пренос топлоте по јединици масе од 4 до 4,5 пута већи у односу на месингане. Уљни хладњаци израђују се од правоугаоних цеви димензија 17,5x5 mm са плочастим оребрењем.

2.3.4 Поклопац хладњака

На слици 2.31. приказан је поклопац наливног грла хладњака, који херметички затвара хладњак. Поклопац хладњака састоји се из више делова. Вентил за пару (8) притиснут је опругом у седиште вентила, које се налази у наливном грлу. У тело парног вентила упресован је ваздушни вентил (7) са опругом. Заптивање вентила остварује се гуменим заптивачем. При оштећењу или пукотини гумених заптивача систем за хлађење остаје отворен и расхладна течност може да прокључа. При загревању расхладне течности у хладњаку расте запремина и притисак расхладне течности. При повишењу притиска од 1,45 ÷ 1,55 bar отвара се вентил за пару (8) при чему се врши сабијање опруге (3). У том случају систем за хлађење је у контакту са околином и пара излази кроз оддушну цев (1). На ову цев спаја експазциони суд (слика

2.31, поз. 2), тако да пара из хладњака не излази у околину и нема губитака течности из хладњака.



Слика 2.31 Поклопац хладњака [20], [21]

1 Одушна цев; 2 Потискивач; 3 Опруга; 4 Поклопац; 5 Наливно грло; 6 Горња комора хладњака; 7 Ваздушни вентил; 8 Парни вентил; 9 Гумени заптивач, 10 Гумени заптивач

После заустављања рада мотора расхладна течност се охлади, пара се кондензује, смањује се запремина расхладне течности и у систему за хлађење долази до снижења притиска. При снижењу притиска 0,01 bar до 0,13 bar отвара се вентил за ваздух (7) и ваздух или расхладна течност из експанзионог суда улази у хладњак. Исправан рад вентила за пару и ваздух спречава могућа оштећења хладњака од утицаја унутрашњег или спољашњег притиска.

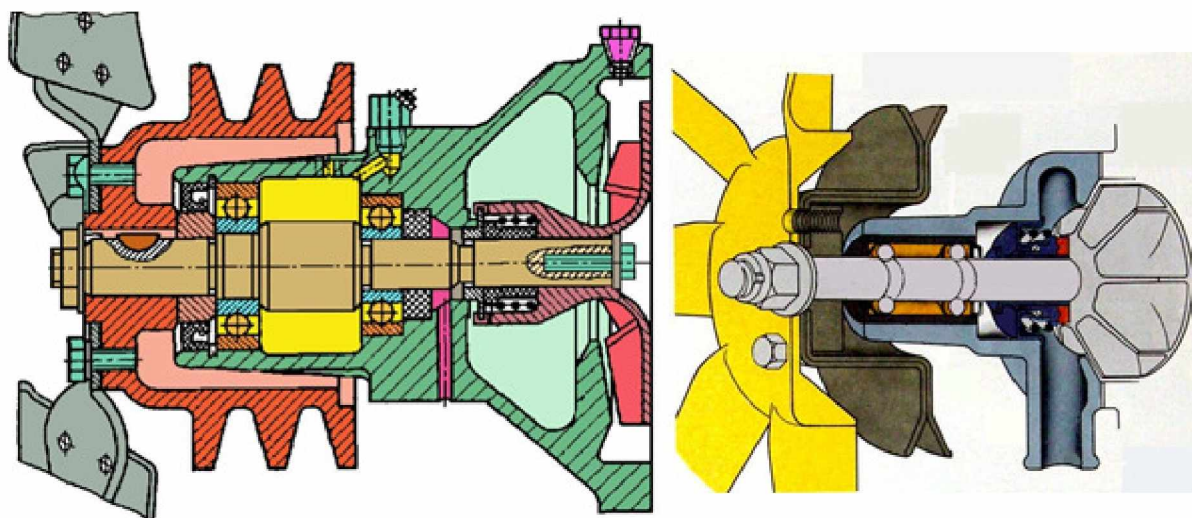
2.3.5. Експанзиона посуда

Експанзиона посуда (слика 2.30. поз. 2) расхладног система обично је велики провидан пластични суд у коме се (у већини) мотора долива расхладна течност (вода и/или антифриз). На овом суду постоје ознаке "MIN" и "MAX" нивоа расхладне течности, између којих би требало да се налази течност када је мотор хладан. При загревању расхладној течности се повећава запремина па се у систему за хлађење појављује вишак расхладне течности. Да би се избегло повећање притиска у расхладном систему (превисок притисак може изазвати трајна оштећења хладњака због малих дебљина лимова од којих су израђени делови хладњака) вишак течности се прелива у експанзиони суд. Кад мотор не ради расхладна течност се охлади, смањује се запремина у хладњаку при чему се ствара потпритисак и расхладна течност из експанзионог суда струји у хладњак. Осим улоге преузимања вишка загрејане расхладне течности, експанзиони суд помаже и у елиминисању мехурића ваздуха који

се сакупљају у расхладном систему чиме се повећава ефикасност хлађења и спречава појава кавитације.

2.3.6 Пумпа расхладне течности

За стварање принудне циркулације расхладне течности у систему за хлађење мотора користи се центрифугална пумпа. На многим возилима пумпа и вентилатор имају заједнички погон. Пумпа расхладне течности приказана на слици 2.32. састоји се од кућишта од ливеног гвожђа и радног кола са лопатицама. Вратило на коме је монтирано радно коло пумпе и вентилатор ротирају у кугличним лежајевима који су уграђени у кућишту пумпе. Лежајеви су осигурани од аксијалног померања дистантном чауром и сегеровим прстеном. За задржавање мазива у и заштиту од запрљања кугличних лежајева уграђени су заптивачи. На левој страни пумпе монтирана је ременица са причвршћеним колом вентилатора. Ременица је преко клина спојена на вратило пумпе. Погон пумпе и вентилатора остварује се преко ремена од коленастог вратила.



Слика 2.32 Пумпа расхладне течности [22], [23]

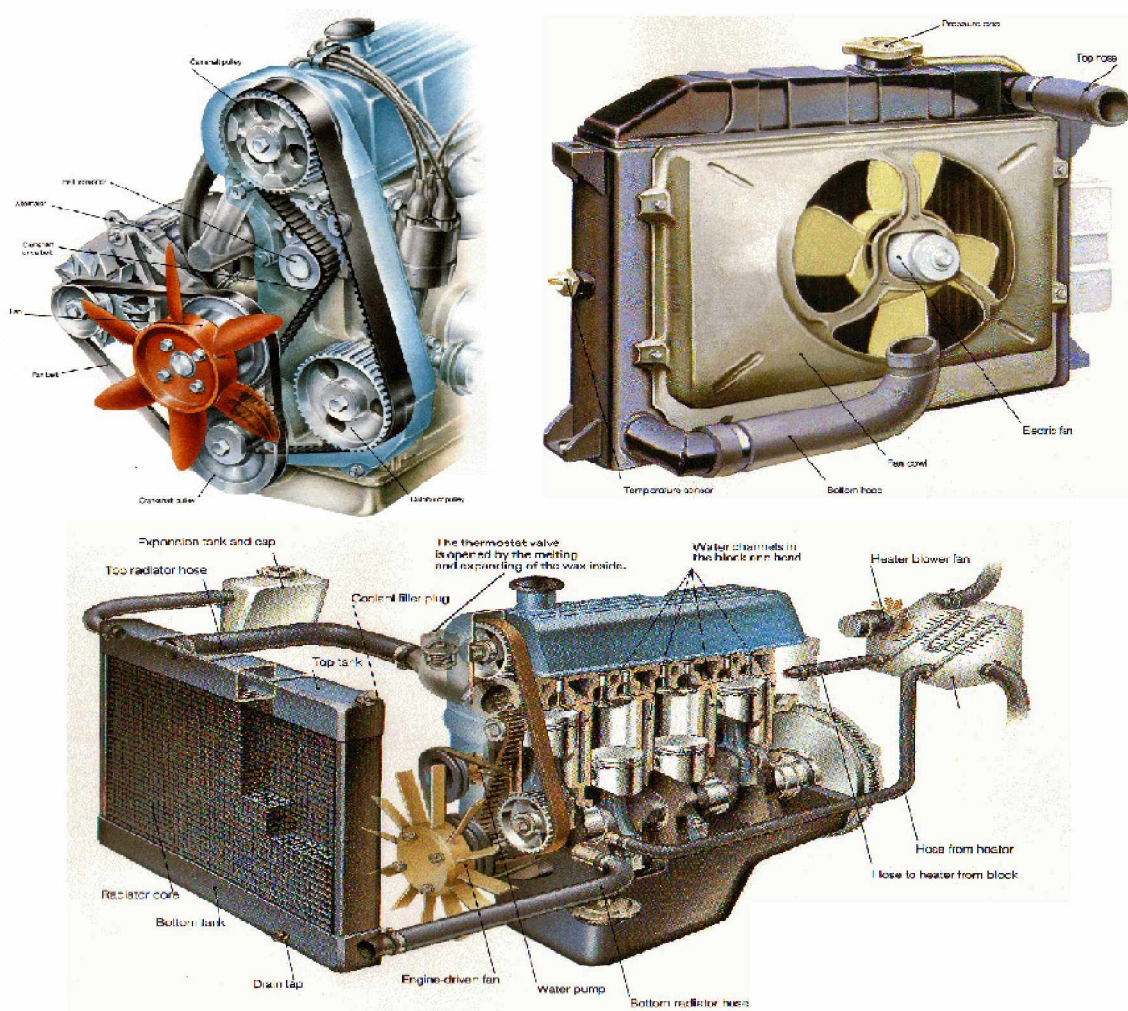
Заптивање између вратила и кућишта остварује се помоћу самоподесивог заптивача који се састоји од подметача израђеног од текстолита превученог графитом. Опруга на заптивачу притеже гумену манжетну на подметач од текстолита, наслања га на кућиште пумпе и на тај начин спречава пропуштање течности из радне коморе пумпе.

Куглични лежајеви се подмазују са конзистентним мастима које су отпорне на утицај воде. Пре затварања лежајева убацује се одређена количина масти кроз отвор на

кућишту. На доњем делу кућишта налази се отвор за излаз расхладне течности уколико дође до пропуштања на заптивачу.

2.3.7 Вентилатор

За стварање ваздушне струје, неопходне за хлађење расхладне течности, кроз пролазе између плоча (ребара) око цеви хладњака користи се вентилатор. Вентилатор се састоји од крила и главчине са ременицом за случај погона преко ремена од коленастог вратила (слика 2.33). За интензивније хлађење на многим моторима уграђен је усмеривач струје ваздуха у коме је уграђен вентилатор. За погон вентилатора троши се од 3 до 5% снаге мотора, што условљава већу потрошњу горива. Употребом вентилатора повишена је бука при раду мотора.



Слика 2.33 Начин уградње вентилатора са механичким и електричним погоном [24]

Рад вентилатора карактерише коефицијент повећања притиска, који код обичних једноступних аксијалних вентилатора са малим бројем крила (лопатица) износи око 0,07. Код вишелопатичних аксијалних вентилатора с малим бројем обртаја овај коефицијент се повећава на око 0,15, а са усмеривачем ваздуха око 0,3. Најбоље резултате остварује центрифугални вентилатор око 0,4, али се не примењују за хлађење мотора возила због превелике буке.

Најчешће се користе вентилатори са 6 до 8 крила изливених од алуминијума или пластике са подрезаним крилима.

Врло често се користе вентилатори са погоном помоћу клинастог ремена и ременице од коленастог вратила. Погон преко клинастог ремена је прилично једноставан, али има и одређених недостатака:

- повећање потрошње снаге
- деформације ремена
- мала трајност ремена.

Код овог погона потребно је редовно контролисати притегнутост ремена. Неодговарајуће притезање ремена може изазвати повећање губитака, а превелико затезање може да оштети лежајеве вентилатора. За моторе мањих снага све више се користе вентилатори са електричним погоном.

Услови које мора да задовољи система за хлађење за нормалан рад мотора:

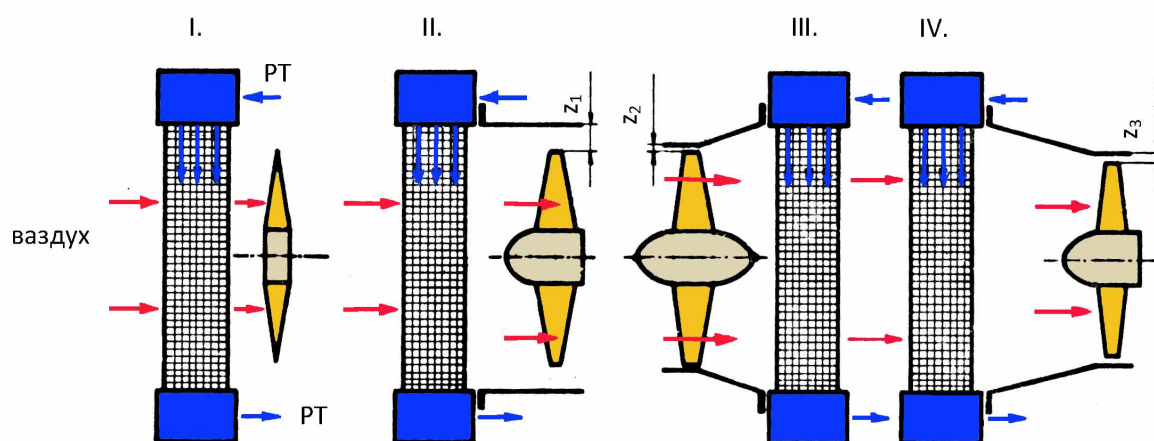
- независан интензитет хлађења од брзине кретања возила
- минимална бука и потрошња снаге за погон вентилатора
- минималан индекс квалитета хлађења.

Интензитет хлађења мора бити независан од брзине кретања возила како би се обезбедило оптимално стање за радне процесе у цилиндру мотора при свим условима експлоатације. Код вожње на узбрдици при пуној снази возило има малу брзину, али високо топлотно оптерећење мотора па је неопходно да се одведе велика количина топлоте у јединици времена. Према томе, интензитет струје ваздуха кроз хладњак мора да зависи од оптерећења мотора а не од брзине кретања возила. Употребом вентилатора са аутоматском регулацијом протока ваздуха за хлађење у зависности од температурног стања мотора постиже се задовољавање услова о одржавању оптималног и равномерног стања мотора.

Минимална бука и потрошња снаге за погон вентилатора постиже се:

- правилним избором облика и броја крила вентилатора,
- ограничавањем обимне брзине на врху крила (максимално до 100 m/s),
- избором материјала крила (пластична маса даје повољније резултате од метала),
- начином уградње,
- усмеравањем струје ваздуха испред вентилатора,
- минималним зазором између крила и прстена вентилатора.

Смањење буке и потрошње снаге за погон вентилатора постиже се аутоматском регулацијом броја обртаја вентилатора у зависности од оптерећења мотора.



Слика 2.34 Начин уградње вентилатора [16]

I Вентилатор смештен иза хладњака – без усмеравања струје ваздуха. Конструкција је најједноставнија али је у термичком и струјном погледу најмање повољна

II Вентилатор је смештен иза хладњака са усмереном струјом ваздуха. Размак (зазор) z_1 између крила вентилатора и прстена (усмеривача ваздуха) је веома велики што неповољно утиче на струјање ваздуха

III Вентилатор је уграђен испред хладњака при чему се врши усмеравање струје ваздуха конусним усмеривачем. Зазор између крила вентилатора и прстена усмеривача је мали и износи z_2 . Усмеривач ваздуха иза вентилатора има облик дифузора чиме се остварује пораст притиска ваздуха и смањење утрошене енергије.

IV Вентилатор је уграђен иза хладњака са усмеривачем ваздушне струје, а зазор z_3 између врха крила вентилатора и прстена усмеривача ваздуха је мали. Овакав начин уградње вентилатора често се примењује код мотора уграђених на локомотивама.

Индекс квалитета система хлађења представља однос топлотне енергије утрошене за погон пумпе расхладне течности и вентилатора и топлотне енергије одведене преко хладњака. Уколико је индекс квалитета хлађења мањи, односно, уколико се за исту одведену количину топлоте утроши мање снаге за погон пумпе и вентилатора, утолико је систем хлађења бољи. За конструкције приказане на слици 2.34. овај индекс приказан је у табели 2.5.

Табела 2.5 Индекс квалитета хлађења (D , m , пречник вентилатора)

Начин уградње вентилатора	Зазор између крила вентилатора и усмеривача ваздуха	Индекс квалитета хлађења %
I	∞	15 до 20
II	$0,03D$	6 до 10
III	$0,01D$	4 до 6
IV	$0,01D$	3 до 4

Вентилациони губици у систему за хлађење састоје се од:

- 15 до 30% губитка енергије на улазу ваздуха у хладњак,
- 25 до 40% губитка енергије на струјању ваздуха кроз хладњак,
- 10 до 15% губитка енергије у вентилатору са усмеравањем ваздуха до вентилатора,
- 25 до 40% губитка енергије ваздуха на излазу из вентилатора.

Аутоматском регулацијом протока ваздуха за хлађење остварује се уштеда енергије потребне за погон вентилатора јер смањује индекс квалитета хлађења и обезбеђује оптималне температурске услове за трансформацију енергије горива у механички рад.

Проток ваздуха кроз хладњак, односно интензитет хлађења, зависи од броја обртаја и снази коју троши вентилатор. Због променљивог оптерећења мотора возила потребно је да се обезбеди аутоматска регулација броја обртаја вентилатора помоћу

уграђеног термостатског уређаја. Регулисање броја обртаја вентилатора може бити решено на више начина употребом:

- хидростатичке или хидродинамичке спојнице,
- магнетске спојнице,
- електромагнетске спојнице и др.

Сигнал за укључивање спојнице и постизања одговарајућег броја обртаја вентилатора остварује се преко дилатационог елемента који реагује на промену температуре расхладне течности или ваздуха за хлађење мотора. Оваквим начином рада вентилатора остварује се уштеда велике количине енергије у односу на погон вентилатора помоћу ремена директно са коленастог вратила.

2.3.8 Термостат

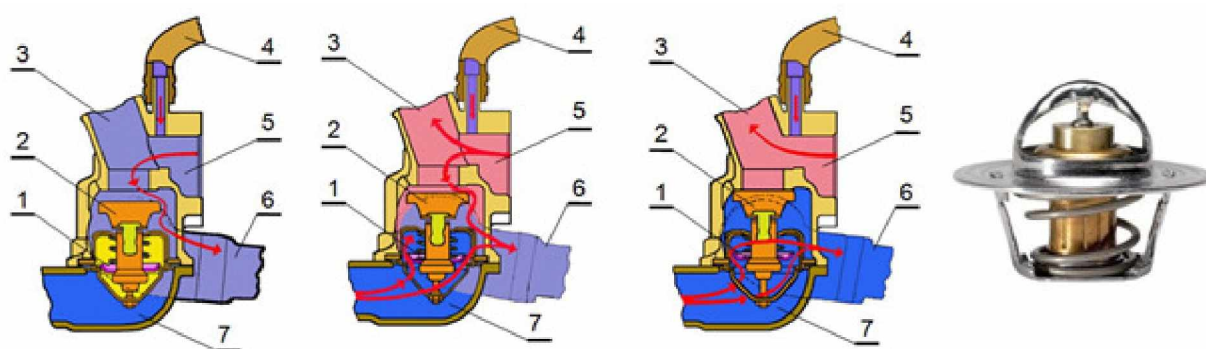
Радну температуру расхладне течности у систему хлађења аутоматски регулише термостат. Он омогућује брже загревање хладног мотора после старта. На моторима уграђеним на возилима користе се термостати са:

- течним или
- чврстим активним елементом.

Течни активни елемент термостата користи мешавину 70% етил алкохола и 30% воде. Чврсти елемент је напуњен воском или парафином, који имају висок коефицијент топлотног ширења.

Термостат је у ствари контролни вентил управљан температуром расхладне течности. Његов посао је да помогне мотору да се брже загреје што се постиже преусмеравањем тока расхладне течности (слика 2.35). Кад је мотор хладан, термостат је затворен тако да расхладна течност струји само кроз блок и главу мотора. Кад се течност довољно загреје, термостат се отвара и расхладна течност почиње да кружи целим расхладним системом, дакле почиње да се хлади у хладњаку. Термостати који се користе најчешће су тзв. "воштани термостати". Такав термостат има у себи малу комору (мех) са воском затвореним у растегљивој мембрани. Код температуре расхладне течности ниже од 70 °С термостат је затворен, а преко те температуре почиње да се отвара (код неких термостата ова температура је виша). Кад је температура расхладне течности повишена толико да је потребно струјање кроз хладњак, тада се врши њено преусмеравање кроз отворе на термостату. У том случају

восак у термостату почиње да се загрева и топи при чему му се повећава запремина. Повећањем запремине воска у термостату, помиче се и растегљива мембрана која врши притисак на полугу за отварање термостата. Термостат почиње да се отвора на одређеној температури, а потпуно је отворен на температури вишој за око 8 до 10⁰С. Употребом термостата постиже се брже загревање мотора чиме се штеди гориво и смањује емисија несагорелих угљоводоника и угљенмоноксида. Тако мотор брже достиже радну температуру за коју је предвиђен и на којој је трошење покретних делова најмање, а подмазивање најбоље.



Слика 2.35 Шема функционисања термостата [25]

1 Доњи вентил термостата; 2 Горњи вентил термостата; 3 Цев за одвод расхладне течности у хладњак; 4 Цев за повратак расхладне течности из уређаја за загревање карбуратора; 5 Отвор за пролаз расхладне течности из главе цилиндара у кућиште термостата; 6 Прикључак за одвод расхладне течности до пумпе; 7 Цев за довод течности из хладњака.

2.3.9 Расхладна течност

Расхладна течност морају да задовоље одређене физичко-хемијске карактеристике како би хлађење мотора било оптимално. Основне физичке карактеристике течности за хлађење су:

- вискозност,
- густина,
- специфични тополотни капацитет,
- температура мржњења.

Најважније хемијске карактеристике представљају:

- корозивност,

- токсичност и компатибилност,
- хемијску стабилност, и
- термичку стабилност.

За хлађење мотора користи се дестилована вода, која на температури 0°C прелази из течног у чврсто агрегатно стање, при чему се повећава њена запремина за око 9%. Да би се спречило оштећење делова мотора које би настало смрзавањем дестиловане воде на температури испод 0°C (пуцање главе и блока мотора, као и оштећење осталих елемената система хлађења), чистој води се додају одговарајуће течности. Течности које се додају води имају ниску тачку мржњења, па се добијају мешавине чије су тачке мржњења много испод 0°C .

Ефекат хлађења и одржавање оптималне радне температуре мотора у зимској експлоатацији расхладне течности морају имати коефицијент проводљивости топлоте и специфичну топлоту приближно као вода. Ове мешавине (антифриз) морају да испуне и све друге захтеве неопходне за оптимално хлађење мотора.

Најважнија компонента антифриза су инхибитори за заштиту од корозије. То су хемијска једињења која када се додају у малој концентрацији, заустављају или успоравају корозију метала и легура. Процес којим делују анткорозиони инхибитори су: формирање пасивног слоја (танак филм на површини материјала који онемогућава додир са корозионим супстанцама), успоравање оксидационог дела расхладног система. Избор антикорозионог инхибитора зависи од материјала од кога је направљен расхладни систем и радне температуре унутар наведеног система.

У групу антифриза на бази вишевалентних алкохола спадају:

- етилен-гликол и
- глицерин.

Етилен-гликолни антифриз се најчешће примењује због својих вишеструких предности у односу на остале једновалентне и вишевалентне алкоhole. Предности етилен-гликолног антифриза или гликола су:

- висока тачка кључања, око $197,5^{\circ}\text{C}$;
- при повишеним радним температурама смањена је могућност испаравања;
- у мешавини са водом постижу се врло ниске тачке мржњења, иако чист гликол има релативно високу тачку мржњења ($-17,4^{\circ}\text{C}$);

- код ниских температура ако дође до мржњења мешавине гликола и воде, тада нема никакве опасности за блок и хладњак мотора, јер мешавина прелази у облик кашасте масе.

Недостаци гликола су:

- у већим концентрацијама је отрован (само ако се уноси у унутрашњост организма);
- релативно је скуп.

Антифризи на бази глицерина данас се код нас врло ретко користе, превасходно због њихове високе цене. За глицерин је карактеристично да има већу густину и тачку кључања од једновалентних алкохола и чисте воде. Чист глицерин има и већу тачку мржњења ($-7,9^{\circ}\text{C}$), али мали специфични тополотни капацитет. Коефицијент проводљивости топлоте је већи него код осталих алкохола; једино вода има већи. Глицерин има, такође, највећи вискозитет. Глицерински антифризи су мање хемијски стабилни од гликолног антифриза.

Материјали који представљају основне компоненте за производњу антифриза су: етилен-гликол, вода, адитиви за побољшање својстава смањења пене и корозије и боја.

Све ове компоненте морају да задовоље одређене карактеристике.

1 Етилен-гликол (етан диол-1,2), $\text{ONCH}_2\text{-CH}_2\text{OH}$, мора бити бистар, безбојан, без страних примеса и нечистоћа, са следећим карактеристикама:

- густина на 20°C од 1114 до 1116 kg/m^3 ,
- 95%vol мора да се предестилише на 1013 mbar од 194°C до 199°C ,
- тачка мржњења од -12°C до -13°C .

2 Вода, H_2O , мора бити без механичких нечистоћа и примеса и мора имати следеће карактеристике:

- количина растворених соли, калцијума и магнезијума (укупна тврдоћа) као CaO , највише $35,6\text{ mg/kg}$,
- количина хлорида највише $50,0\text{ mg/kg}$,
- количина гвожђа највише $50,0\text{ mg/kg}$.

3 Материјали који се користе за побољшање својстава смањења пенушања и корозије морају да буду потпуно растворљиви у антифризу и међусобно хемијски

подношљиви. Не смеју да се таложе, издвајају из антифриза или да међусобно хемијски реагују.

4 Боја која се додаје не сме да утиче на својства антифриза.

Код савремених мотора наведене карактеристике расхладне течности могу бити и у другим границама.

3 РАЗМЕНА ТОПЛОТЕ И ПАД ПРИТИСКА КОД РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ СА ОРЕБРЕНИМ ЦЕВИМА

Основа за прорачунавање коефицијента отпора струјању и коефицијента прелаза топлоте код размењивача топлоте са оребреним цевима је теорија сличности, која ће овде бити приказана у краћем прегледу на бази [26]. Такође ће бити приказани и основни постулат аналогije транспорта количине кретања и преноса топлоте, такође према [26], на начин пригодан за коришћење у поглављу 5 ове дисертације.

3.1 ТЕОРИЈА СЛИЧНОСТИ

Теорија сличности се примењује у природним наукама и инжењерским дисциплинама ради решавања одређених конкретних проблема и уопштавања резултата мерења. 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.

3.1.1 Сличност физичких појава

Процеси који се одвијају у физички сличним објектима и који имају исту физичку природу су слични и припадају истој класи појаве. Припадност физичке појаве једној класи означава да се механизам ових појава описује једначинама или системима једначина које су идентичне по форми и садржају. У том смислу се може говорити о сличности кретања, струјања, размене топлоте, размене супстанције, итд. Постоји неколико захтева који морају бити испуњени да би се могла разматрати сличност физичких појава.

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

$$K_l = \frac{z_1^b}{z_1^a} = \frac{z_2^b}{z_2^a} = \frac{z_3^b}{z_3^a} \quad (3.1)$$

Коефицијент K_l се назива коефицијент геометријске сличности.

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

$$K_\tau = \frac{\tau^b}{\tau^a} \quad (3.2)$$

Коефицијент K_τ се назива коефицијент хомохроности. Када је $K_\tau = 1$ појаве се синхронно 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 (3.1) и (3.2) мора бити испуњено и

$$K_u = \frac{u^b}{u^a} \quad (3.3)$$

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

$$K_w = \frac{\vec{w}^b}{\vec{w}^a} = \frac{w_{z_1}^b}{w_{z_1}^a} = \frac{w_{z_2}^b}{w_{z_2}^a} = \frac{w_{z_3}^b}{w_{z_3}^a} \quad (3.4)$$

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

$$K_u = \frac{u^b}{u^a} = \frac{\Delta u^b}{\Delta u^a} = \frac{du^b}{du^a} \quad (3.5)$$

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

$$K_u = \frac{u^b}{u^a} \quad (3.6)$$

и

$$K_l = \frac{z^b}{z^a} \quad (3.7)$$

онда је веза између ова два диференцијала

$$\frac{\partial u^b}{\partial z^b} = \frac{K_u}{K_l} \cdot \frac{\partial u^a}{\partial z^a} \quad (3.8)$$

За други извод ће важити

$$\frac{\partial^2 u^b}{(\partial z^b)^2} = \frac{K_u}{K_l^2} \cdot \frac{\partial^2 u^a}{(\partial z^a)^2} \quad (3.9)$$

Нека се једна класа појава описује једначином општег облика

$$F(u_1; u_2; \dots; u_n) = 0 \quad (3.10)$$

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

$$\left. \begin{aligned} F(u_1^a; u_2^a; \dots; u_n^a) &= 0 \\ F(u_1^b; u_2^b; \dots; u_n^b) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.11)$$

Сличност две физичке величине се дефинише преко коефицијената сличности

$$K_{u_i} = \frac{u_i^b}{u_i^a} \quad \text{за } i = 1; 2; \dots; n \quad (3.12)$$

што значи да се коефицијенти сличности не могу бирати произвољно, већ између њих мора да постоји једнозначно утврђена веза. Користећи израз (3.12) систем једначина (3.11) се може записати у облику

$$\left. \begin{aligned} F(u_1^a; u_2^a; \dots; u_n^a) &= 0 \\ F(K_{u_1} \cdot u_1^a; K_{u_2} \cdot u_2^a; \dots; K_{u_n} \cdot u_n^a) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.13)$$

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

3.1.2 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. Основи теорије сличности се базирају на три теореме које дају одговоре на напред постављена питања.

Како је показано, у систему једначина (3.62) 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 (3.62) 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;
- се одвијају 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.

3.1.3 Критеријуми сличности и критеријалне 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

$$\frac{Dw_{z_i}}{d\tau} = -g_{z_i} - \frac{1}{\tilde{\rho}} \cdot \frac{\partial p}{\partial z_i} + \nu \cdot \left(\frac{\partial^2 w_{z_i}}{\partial z_1^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}}{\partial z_2^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}}{\partial z_3^2} \right) \quad (3.14)$$

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

$$\frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tau} + \frac{\partial(\tilde{\rho} \cdot w_{z_1})}{\partial z_1} + \frac{\partial(\tilde{\rho} \cdot w_{z_2})}{\partial z_2} + \frac{\partial(\tilde{\rho} \cdot w_{z_3})}{\partial z_3} = 0 \quad (3.15)$$

С обзиром да се у инжењерској пракси јавља случај ламинарног протицања флуида у пољу земљине теже биће $g_{z_1} = g_{z_2} = 0$ и $g_{z_3} = g = 9,81 \text{ m/s}^2$ (убрзање земљине теже). Једначина континуитета у овом случају гласи

$$\frac{\partial w_{z_1}}{\partial z_1} + \frac{\partial w_{z_2}}{\partial z_2} + \frac{\partial w_{z_3}}{\partial z_3} = 0 \quad (3.16)$$

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

$$\frac{Dw_{z_i}^a}{d\tau^a} = -g_{z_i}^a - \frac{1}{\tilde{\rho}^a} \cdot \frac{\partial p^a}{\partial z_i^a} + \nu^a \cdot \left[\frac{\partial^2 w_{z_i}^a}{(\partial z_1^a)^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}^a}{(\partial z_2^a)^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}^a}{(\partial z_3^a)^2} \right] \quad (3.17)$$

$$\frac{Dw_{z_i}^b}{d\tau^b} = -g_{z_i}^b - \frac{1}{\tilde{\rho}^b} \cdot \frac{\partial p^b}{\partial z_i^b} + \nu^b \cdot \left[\frac{\partial^2 w_{z_i}^b}{(\partial z_1^b)^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}^b}{(\partial z_2^b)^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}^b}{(\partial z_3^b)^2} \right] \quad (3.18)$$

Уведећи одговарајуће коефицијенте сличности за појаве a и b у облику

$$K_l = \frac{z_i^b}{z_i^a} \quad (3.19)$$

$$K_w = \frac{\bar{w}^b}{\bar{w}^a} = \frac{w_{z_i}^b}{w_{z_i}^a} \quad (3.20)$$

$$K_\tau = \frac{\tau^b}{\tau^a} \quad (3.21)$$

$$K_{\tilde{\rho}} = \frac{\tilde{\rho}^b}{\tilde{\rho}^a} \quad (3.22)$$

$$K_p = \frac{p^b}{p^a} \quad (3.23)$$

$$K_g = \frac{g_{z_i}^b}{g_{z_i}^a} \quad (3.24)$$

$$K_v = \frac{\nu^b}{\nu^a} \quad (3.25)$$

добеће се Навије-Стоксова једначина за појаву b

$$\begin{aligned} & \frac{K_w}{K_\tau} \cdot \frac{\partial w_{z_i}^a}{\partial \tau^a} + \frac{K_w^2}{K_l} \cdot \left[\frac{\partial w_{z_i}^a}{\partial z_1^a} \cdot w_{z_1}^a + \frac{\partial w_{z_i}^a}{\partial z_2^a} \cdot w_{z_2}^a + \frac{\partial w_{z_i}^a}{\partial z_3^a} \cdot w_{z_3}^a \right] = \\ & = -K_g \cdot g_{z_i}^a - \frac{K_p}{K_{\tilde{\rho}} \cdot K_l} \cdot \frac{1}{\tilde{\rho}^a} \cdot \frac{\partial p^a}{\partial z_i^a} + \frac{K_v \cdot K_w}{K_l^2} \cdot \nu^a \cdot \left[\frac{\partial^2 w_{z_i}^a}{(\partial z_1^a)^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}^a}{(\partial z_2^a)^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}^a}{(\partial z_3^a)^2} \right] \end{aligned} \quad (3.26)$$

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

$$\frac{K_w}{K_\tau} = \frac{K_w^2}{K_l} = K_g = \frac{K_p}{K_{\tilde{\rho}} \cdot K_l} = \frac{K_v \cdot K_w}{K_l^2} \quad (3.27)$$

За потребе ове дисертације су од интереса следећи критеријални бројеви који следе из (3..):

- Фрудов број који дефинише однос између инерцијалних сила у систему и силе земљине теже

$$Fr = \frac{(w^a)^2}{g^a \cdot l^a} = \frac{(w^b)^2}{g^b \cdot l^b} = \frac{w^2}{g \cdot l} = const \quad (3.28)$$

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

$$Eu = \frac{\Delta p^a}{\tilde{\rho}^a \cdot (w^a)^2} = \frac{\Delta p^b}{\tilde{\rho}^b \cdot (w^b)^2} = \frac{\Delta p}{\tilde{\rho} \cdot w^2} = const \quad (3.29)$$

- Рејнолдсов број који дефинише однос између инерцијалних сила и сила вискозног трења

$$Re = \frac{w^a \cdot l^a}{\nu^a} = \frac{w^b \cdot l^b}{\nu^b} = \frac{w \cdot l}{\nu} = const \quad (3.30)$$

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

$$Eu = Eu(Fr; Re) \quad (3.31)$$

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

3.1.4 Критеријуми сличности и критеријалне 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

$$\frac{DT}{d\tau} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial z_1^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z_2^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z_3^2} \right) \quad (3.32)$$

где су:

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

$$a = \frac{\lambda}{\tilde{\rho} \cdot \tilde{c}_p} \quad (3.33)$$

- $\tilde{c}_p$, J/(kg · K), специфични топлотни капацитет;
- λ , W/(m · 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 температурне проводљивости)

$$K_a = \frac{a^b}{a^a} \quad (3.34)$$

Сличност температурских поља се изражава преко коефицијента сличности

$$K_T = \frac{T^b}{T^a} \quad (3.35)$$

На основу једначине енергије следи

$$\frac{K_T}{K_\tau} = \frac{K_w \cdot K_T}{K_l} = \frac{K_a \cdot K_T}{K_l^2} \quad (3.36)$$

па се за потребе ове дисертације може формирати Пеклеов број који представља однос између интензитета конвективног и молекуларног транспорта топлоте

$$Pe = \frac{w \cdot l}{a} = const \quad (3.37)$$

Количник Пеклеовог и Рејнолдсовог броја се зове Прантлов број

$$Pr = \frac{Pe}{Re} = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu \cdot \tilde{c}_p}{\lambda} \quad (3.38)$$

На граници фаза прелаз топлоте се описује граничним условом

$$q = -\lambda \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=0} = \alpha \cdot \Delta T \quad (3.39)$$

где су:

- α , W/(m² · K), коефицијент прелаза топлоте
- ΔT , 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 коефицијената топлотне проводности

$$K_\lambda = \frac{\lambda^b}{\lambda^a} \quad (3.40)$$

добиле се индикатор сличности

$$\frac{K_\lambda \cdot K_T}{K_l} = K_\alpha \cdot K_T \quad (3.41)$$

за који следи Нуселтов број који карактерише интензитет преноса топлоте на граници између чврстог тела и флуида

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} = const \quad (3.42)$$

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 критеријална једначина

$$Nu = Nu[Fr; Re; Pr; (Pe); \dots] \quad (3.43)$$

Често се у литератури уместо Нуселтовог броја користи Стентонов број

$$St = \frac{Nu}{Pe} = \frac{\alpha}{\tilde{c}_p \cdot \tilde{\rho} \cdot w} \quad (3.44)$$

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

$$j_H = St \cdot Pr^{2/3} \quad (3.45)$$

одакле следи зависност

$$Nu = j_H \cdot Re \cdot Pr^{1/3} \quad (3.46)$$

3.2 АНАЛОГИЈА ПРЕНОСА КОЛИЧИНЕ КРЕТАЊА И ПРЕНОСА ТОПЛОТЕ

На граници фаза тангенцијални напон се описује граничним условом – Њутновим законом вискозног трења

$$\sigma = -\mu \cdot \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)_{z=0} \quad (3.47)$$

где су:

- ξ , коефицијент отпора струјању;
- Δw , m/s, разлика брзине флуида на граници фаза и у зони непоремећеног.

Једначина (3.47) је по облику слична једначини (3.39) па се поставља питање да ли се може успоставити нека врста релације између коефицијента 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 поља и обратно. Рејнолдсова и Чилтон-Колбурнова аналогија ће овде бити изложене на начин који је преузет из [27].

3.2.1 Рејнолдсова аналогија

Аналогију (сличност) између преноса количине кретања и топлоте је први уочио Озборн Рејнолдс 1874 године. У овом одељку ће бити показано да се математички

слични процеси, који немају исту физичку природу, могу описати сличним (аналогним) математичким изразима. Даље ће се показати да сазнања о једној појави (пренос количине кретања) могу бити коришћена за решавање проблема преноса топлоте (и супстанције).

У случају турбулентног струјања флуида пренос количине кретања се дефинише помоћу турбулентне вискозности [26]

$$\sigma = -(\nu + E_\nu) \cdot \rho \cdot \frac{dw}{dz} \quad (3.48)$$

и аналогно са (3.33) турбулентна температурска проводност се уводи у израз за пренос топлоте

$$\dot{q} = -(a + E_a) \cdot \rho \cdot c_p \cdot \frac{dT}{dz} \quad (3.49)$$

где су:

- σ , N/m^2 , тангенцијални напон;
- E_ν , m^2/s , турбулентна кинематска вискозност;
- w , m/s , брзина струјања флуида;
- z , m , координата;
- $\dot{q}$, W/m^2 , специфични топлотни флукс;
- E_a , m^2/s , турбулентна топлотна дифузивност;
- c_p , $J/(kg \cdot K)$, специфични топлотни капацитет флуида;
- T , K , температуре флуида.

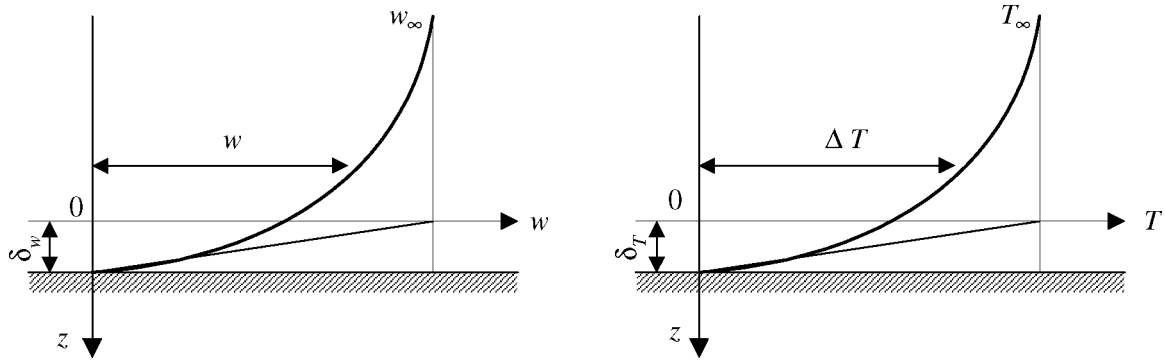
На слици 3.1 је приказана промена брзине и температуре у случају струјања флуида преко чврсте граничне површине. Брзина струјања флуида се мења од $w_i = 0$ на граници са чврстим зидом до w_∞ у основној маси флуида (зона непоремећеног струјања), а температуре од T_i до T_∞ .

Према филмској теорији сви отпори транспорту (количине кретања, топлоте и супстанције) су концентрисани у филму (слоју) флуида одговарајуће дебљине (δ_w и δ_T су дебљине филма које се односе на транспорт количине кретања - ефективна дебљина динамичког слоја и транспорт топлоте - ефективна дебљина температурског слоја).

Транспорт кроз филм се обавља молекуларним путем па се једначине (3.48) и (3.49) упрошћавају

$$\sigma = -\mu \cdot \frac{dw}{dz} \quad (3.50)$$

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \frac{dT}{dz} \quad (3.51)$$



Слика 3.1 Промена брзине струјања и температуре у складу са филмском теоријом

У случају преноса количине кретања тангенцијални напон на граници флуид – зид износи

$$\sigma_i = -\mu \cdot \left(\frac{dw}{dz} \right)_{z=\delta_w} \quad (3.52)$$

док је у складу са филмском теоријом (водећи рачуна да је $w_i = 0$) градијент брзине на граници

$$\left(\frac{dw}{dz} \right)_{z=\delta_w} = \frac{w_\infty - 0}{0 - \delta_w} = -\frac{w_\infty}{\delta_w} \quad (3.53)$$

па је коначно

$$\sigma_i = \mu \cdot \frac{w_\infty}{\delta_w} \quad (3.54)$$

У случају преноса топлоте ће бити

$$\dot{q}_i = -\lambda \cdot \left(\frac{dT}{dz} \right)_{z=\delta_T} \quad (3.55)$$

и у складу са филмском теоријом

$$\left(\frac{dT}{dz}\right)_{z=\delta_T} = \frac{T_\infty - T_i}{0 - \delta_T} = -\frac{T_\infty - T_i}{\delta_T} \quad (3.56)$$

па је специфични топлотни флуks на граници флуид - зид

$$\dot{q}_i = \lambda \cdot \frac{T_\infty - T_i}{\delta_T} \quad (3.57)$$

С обзиром да постоји математичка сличност између једначина (3.54) и (3.57) следи да се информације о једном од феномена могу применити на другом феномену ако су услови дефинисани трећом теоремом сличности испуњени (размена се одвија при струјању флуида у геометријски једнаким системима уз аналогне граничне услове).

За аналогију преноса количине кретања и преноса топлоте се добија

$$\frac{\sigma_i}{\dot{q}_i} = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{w_\infty}{T_\infty - T_i} \cdot \frac{\delta_T}{\delta_w} \quad (3.58)$$

У даљем тексту ће се разматрати струјање некомп्रेसибилног флуида кроз глатку цев.

Према Вајзбаху пад притиска при струјању флуида износи

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho \cdot w_m^2}{2} \quad (3.59)$$

и он је изазван тангенцијалним напонима на граници флуида и зида

$$\Delta p = \frac{\sigma_i \cdot d \cdot \pi \cdot L}{\frac{d^2 \cdot \pi}{4}} \quad (3.60)$$

па се добија

$$\sigma_i = \frac{\xi}{8} \cdot \rho \cdot w_m^2 \quad (3.61)$$

где су:

- w_m , m/s , средња брзина струјања флуида кроз цев;
- L , m , дужина цеви;
- d , m , унутрашњи пречник цеви;
- ξ , коефицијент трења.

С обзиром да је ефективна дебљина динамичког слоја веома мала у односу на струјни пресек, у случају турбулентног струјања флуида кроз цев, може се сматрати да је испуњено

$$w_m = w_\infty \quad (3.62)$$

па се добија

$$\sigma_i = \frac{\xi}{8} \cdot \rho \cdot w_\infty^2 \quad (3.63)$$

У инжењерској пракси је погодно писати

$$\dot{q}_i = \alpha \cdot (T_\infty - T_i) \quad (3.64)$$

где је α , $W/(m^2 \cdot K)$, коефицијент прелаза топлоте.

За аналогију преноса количине кретања и преноса супстанције се добија

$$\frac{\sigma_i}{\dot{q}_i} = \frac{\frac{\xi}{8} \cdot \rho \cdot w_\infty^2}{\alpha \cdot (T_\infty - T_i)} = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{w_\infty}{T_\infty - T_i} \cdot \frac{\delta_T}{\delta_w} \quad (3.65)$$

односно у бездимензионом облику

$$Nu = \frac{\xi}{8} \cdot Re \cdot \frac{\delta_w}{\delta_T} \quad (3.66)$$

где је:

- Nu , Нуселтов број

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad (3.67)$$

- Re , Рејнолдсов број

$$Re = \frac{w_m \cdot d \cdot \rho}{\mu} \quad (3.68)$$

Ако је температура на граници $T_i = const$ и ако постоји аналогија између ове две појаве мора постојати коефицијент сразмере за ове две математички анологне транспортне појаве

$$k = \frac{T - T_i}{w} \quad (3.69)$$

а једначине транспорта количине кретања и транспорта топлоте

$$\frac{Dw}{d\tau} = \nu \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \quad (3.70)$$

$$\frac{D(T - T_i)}{d\tau} = a \cdot \frac{\partial^2 (T - T_i)}{\partial z^2} \quad (3.71)$$

морају бити идентичне. Заменом (3.69) се добија

$$\frac{Dw}{d\tau} = \nu \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \quad (3.72)$$

$$k \cdot \frac{Dw}{d\tau} = k \cdot a \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \quad (3.73)$$

што значи да је

$$\nu = a \quad (3.74)$$

односно, Прантлов број је једнак јединици

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a} = 1 \quad (3.75)$$

Узимајући у обзир коефицијент сразмере и основна правила теорије сличности

$$k = \frac{\frac{d(T - T_i)}{dz}}{\frac{dw}{dz}} \quad (3.76)$$

односно

$$k = \frac{\left[\frac{d(T - T_i)}{dz} \right]_{z=\delta_T}}{\left[\frac{dw}{dz} \right]_{z=\delta_w}} = \frac{-\frac{T_\infty - T_i}{\delta_T}}{-\frac{w_\infty}{\delta_w}} \quad (3.77)$$

и

$$k = \frac{T_\infty - T_i}{w_\infty} \cdot \frac{\delta_w}{\delta_T} \quad (3.78)$$

одакле следи

$$\frac{\delta_w}{\delta_T} = 1 \quad (3.79)$$

односно

$$\text{Nu} = \frac{\xi}{8} \cdot \text{Re} \quad (3.80)$$

Поређење једначина (3.75) и (3.76) које су добијене на основу експерименталних података и једначина (3.73) и (3.74) које су добијене на основу теорије сличности показује добро слагање једних са другим. То значи да је у неким случајевима могуће користити математичку сличност између појава различите физичке природе и да се на основу познавања једне појаве нека друга довољно поуздано може предвидети. У

чланку [29] показано је да је ваљаност Рејнолдсове аналогије повезана са применљивошћу теореме минималне продукције ентропије. Домен у коме Рејнолдсова аналогија није валидна је повезан са феноменом хидродинамички неразвијеног струјања.

3.2.2 Чилтон-Колбурнова аналогија

Чилтон и Колбурн су у чланку [30] анализирали експерименталне податке који су им били на располагању и закључили су да се за случајеве струјања флуида кроз цеви, струјања преко равне плоче и попречног наструјавања цеви Рејнолдсова аналогија може кориговати у облик

$$Nu = \frac{\xi}{8} \cdot Re \cdot Pr^{1/3} \quad (3.81)$$

чиме су дали значајан доказ постојања аналогије у области ламинарног и турбулентног струјања на бази експерименталних података за гасове и течности.

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

$$\frac{z_{F,w}}{z_{F,T}} = Pr^{1/3} \quad (3.82)$$

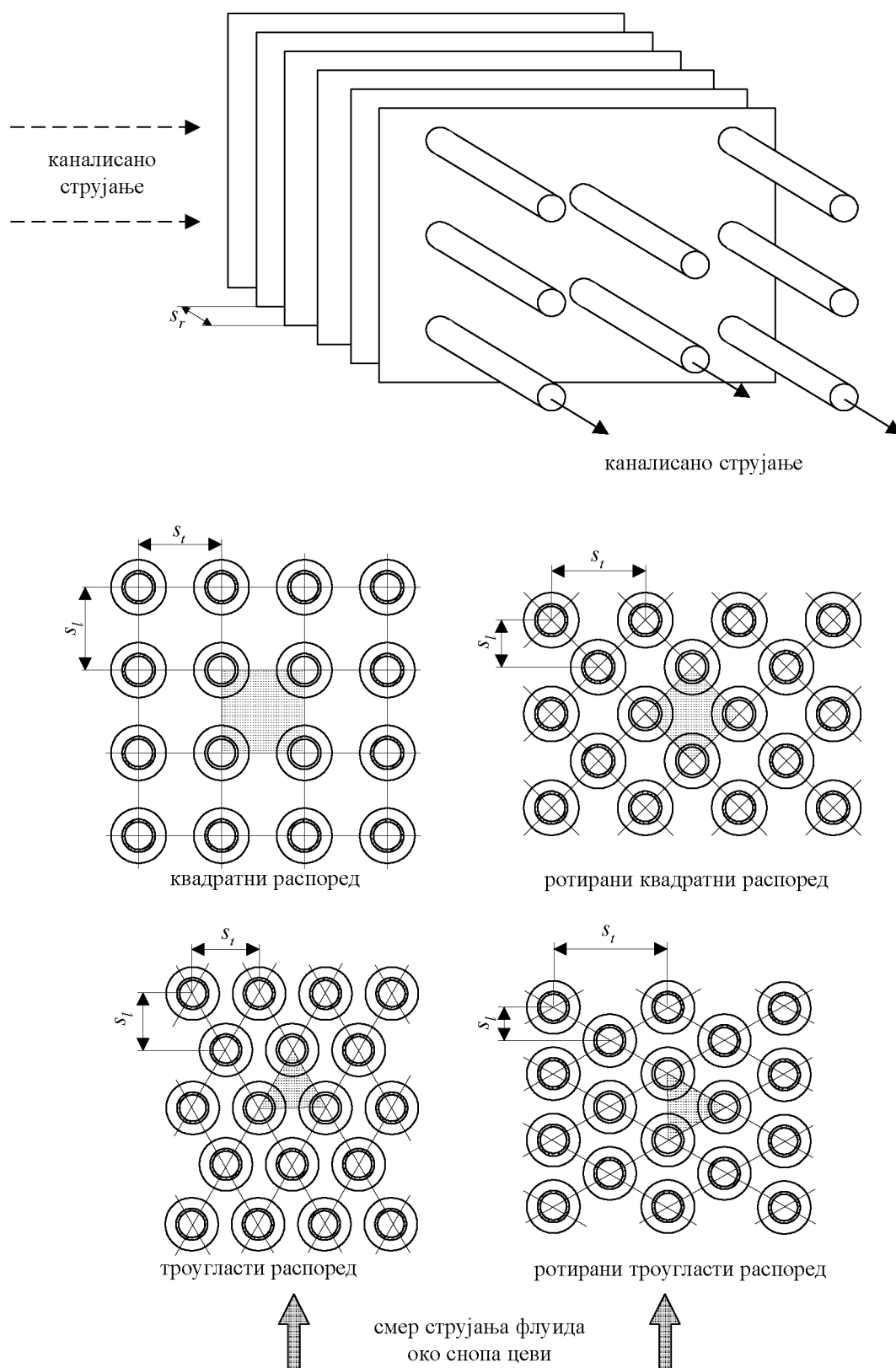
Поред изложених феномена у скорије време је дато свега још неколико потврда Рејнолдсове, односно Чилтон-Колбурнове аналогије. Нпр. у области ламинарног струјања флуида преко цевног снопа једначине објављене у [31] и [32] показују да се може применити Чилтон-Колбурнова аналогија.

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

На слици 3.2 дефинисане су основне геометријске карактеристике оребрења.

Коришћене су следеће ознаке:

- d , m спољашњи пречник цеви;
- s_t , m, попречни корак цеви;
- s_l , m, подужни корак цеви;
- s_r , m, корак ребара;



Слика 3.2 Размењивач топлоте са ламеластим ребрима - геометријске карактеристике

- δ_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;
- W , m, ширину размењивача топлоте;
- L , m, дужину размењивача топлоте.

На основу набројаних геометријских величина утврђују се изведене величине:

- N_r , m⁻¹, број ребара по јединичној дужини цеви

$$N_r = 1/s_r \quad (3.83)$$

- запреминска порозност (m³/m³)

$$\varepsilon = 1 - \frac{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \cdot (s_r - \delta_r) + s_t \cdot s_l \cdot \delta_r}{s_t \cdot s_l \cdot s_r} \quad (3.84)$$

- површинска порозност на најужем делу цевног снопа (m²/m²)

$$\varepsilon_{pov} = \frac{(s_t - d_s) \cdot (s_r - \delta_r)}{s_t \cdot s_r} \quad (3.85)$$

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

$$s_v = \frac{2 \cdot \left(s_t \cdot s_l - \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \right) + \pi \cdot d_s \cdot (s_r - \delta_r)}{s_t \cdot s_l \cdot s_r} \quad (3.86)$$

- међуребарна површина цеви сведена на јединичну запремину размењивача (m²/m³)

$$s_{mr} = \frac{\pi \cdot d_s \cdot \left(1 - \frac{\delta_r}{s_r} \right)}{s_t \cdot s_l} \quad (3.87)$$

- коефицијент оребрења

$$K_{or} = \frac{s_v}{s_{mr}} \quad (3.88)$$

3.4 ПРЕГЛЕД ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ ПОДАТАКА ИЗ ОТВОРЕНЕ ЛИТЕРАТУРЕ

Преглед који је овде дат представља скоро све податке из отворене литературе и дат је хронолошки. Поред наведених постоје још три извора у литератури, међутим објављени експериментални подаци се могу довести у сумњу због методолошких нејасноћа у опису експерименталне технике и обради резултата.

3.4.1 Кејс и Ландон [33]

Најранији објављени подаци потичу из првог издања књиге Кејса и Ландона [33] из 1955. Ови резултати су продукт истраживања компаније Trane (САД) из 1952., а осим у првом издању књиге, понављани су и у свим наредним издањима. Подаци су приказани у форми дијаграма, без корелационих једначина (репринт из Руског и Немачког издања књиге је приказан на сликама 3.3 и 3.4) и добијени су за размењиваче са више редова цеви. Основни подаци о испитиваним размењивачима су дати у табели 3.1, а корелационе једначине гласе:

- за размењивач KL-1

$$Nu_{KL} = 0.17 \cdot Re_{KL}^{0.6} \cdot Pr^{1/3} \quad (3.89)$$

$$\xi_{KL} = 0.13 \cdot Re_{KL}^{-0.214} \quad (3.90)$$

- за размењивач KL-2

$$Nu_{KL} = 0.1 \cdot Re_{KL}^{0.64} \cdot Pr^{1/3} \quad (3.91)$$

$$\xi_{KL} = 0.106 \cdot Re_{KL}^{-0.238} \quad (3.92)$$

при чему се Рејнолдсов број кретао у опсегу $Re_{KL} = 400 \div 10000$.

Приступ који су успоставили Кејс и Ландон [33] је постао практично стандард за приказивање корелација за транспорт топлоте и пад притиска. Аутори су користили приступ који је у време штампања књиге био заступљен у САД, а који се може свести на данас уобичајени начин приказа података.

Карактеристична брзина струјања према [33] је била брзина у најужем пресеку размењивача топлоте

Табела 3.1 Геометријске карактеристике размењивача третираних у [33]

Тип испитиваног апарата	KL-1	KL-2
d_s , mm, спољашњи пречник цеви	9.525	15.875
d_{kr} , mm, пречник у корену ребра	10.21	17.17
N_{cl} , број редова цеви у правцу струјања ваздуха	Више	Више
δ_r , mm, дебљина ребра	0.33	0.41
s_r , mm, корак ребара	3.18	3.28
s_t , m, попречни корак цеви	25.4	38.1
s_l , m, подужни корак цеви	22.0	44.5

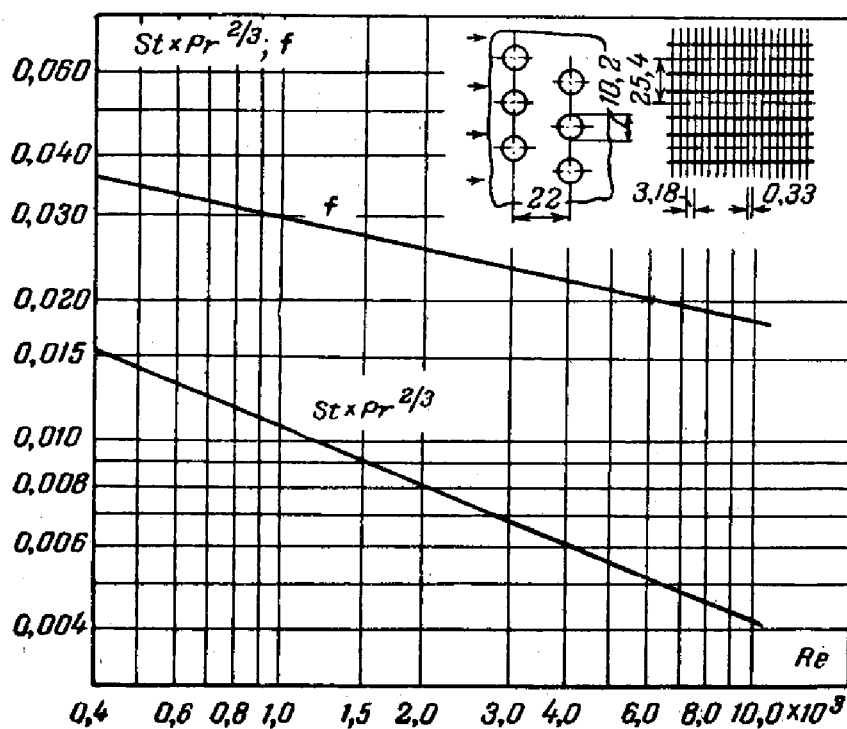


Рис. 108. Шахматный пучок круглых труб со сплошными ребрами. Поверхность КСР-1. Данные Tranco Co.

Слика 3.3 Репринт из Руског издања књиге Кејса и Ландона - размењивач KL-1

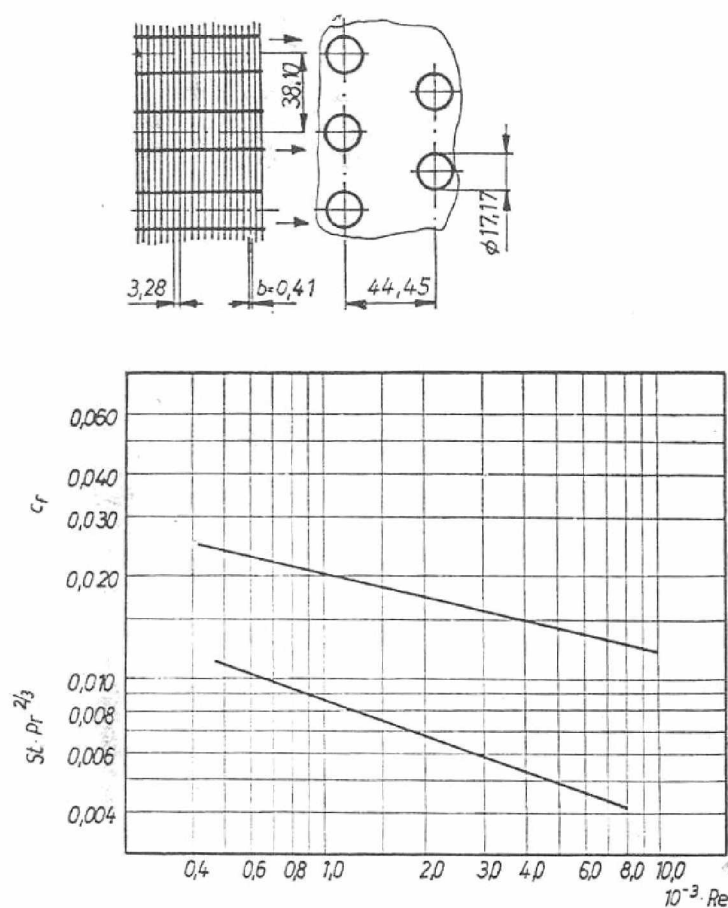


Abb.10—84. Runde Rohre mit durchgehenden Rippen, Oberfläche 7.75—5/8 T.
(Werte der Trane Company)

Слика 3.4 Репринт из Немачког издања књиге Кејса и Ландона- размењивач KL-2

$$w_{KL} = \frac{w_{kan}}{\varepsilon_{pov}} \quad (3.93)$$

а карактеристична геометријска дужина еквивалентни пречник

$$d_{eKL} = \frac{4 \cdot \varepsilon_{pov}}{s_v} \quad (3.94)$$

Фасадна брзина (брзина струјања флуида сведена на попречни пресек канала у коме се налази размењивач) једнака

$$w_{kan} = \frac{\dot{V}}{W \cdot H} \quad (3.95)$$

где је $\dot{V}$ (m^3/s) запремински проток флуида.

Помоћу наведених величина дефинисан је Рејнолдсов број

$$Re_{KL} = \frac{w_{KL} \cdot d_{eKL}}{\nu} \quad (3.96)$$

и Колбурнов j_H фактор

$$j_H = St \cdot Pr^{2/3} = \frac{Nu_{KL}}{Re_{KL} \cdot Pr} \cdot Pr^{2/3} \quad (3.97)$$

3.4.2 МекКвистон [34]

Следећи подаци објављени 1971. су потекли на основу мерења која је обавио тим истраживача са Универзитета из Оклахоме (САД) објављених у [34]. У питању су подаци дати у форми дијаграма и потичу са размењивача чије су карактеристике дате у табели 3.2. Опсег Рејнолдсових бројева је био $Re_{KL}=300 \div 2500$ за QT -1 и $Re_{KL}=800 \div 5000$ за QT -1.

Табела 3.2 Геометријске карактеристике размењивача третираних у [34]

Тип испитиваног апарата	MQ-1	MQ-2
d_s , mm, спољашњи пречник цеви	10.34	10.34
d_{kr} , mm, пречник у корену ребра	10.34	10.34
N_{cl} , број редова цеви у правцу струјања ваздуха	Више	Више
δ_r , mm, дебљина ребра	0.165	0.165
s_r , mm, корак ребара	1.776	3.175
N_r , 1/m, број ребара по јединици дужне цеви	563	315
s_t , m, попречни корак цеви	20.32	20.32
s_l , m, подужни корак цеви	17.58	17.58

3.4.3 Рич [35]

1973. је Доналд Рич објавио експерименталне податке у име компаније Керијер из САД у чланку [35]. Циљ истраживања је био да се установи утицај корака ребара на интензитет размене топлоте и на пад притиска. Укупно је испитано 8 размењивача топлоте, у опсегу $Re_{KL}=220 \div 11100$, чије су карактеристике приказане у табели 3.3.

Истражујући утицај различитих фактора на пад притиска Рич у чланку [35] долази до закључка да се пад притиска састоји од два члана који се сабирају:

- члан који се односи само на отпор услед (неоребрених) цеви;
- члан који се односи само на отпор услед ребара.

Табела 3.3 Геометријске карактеристике размењивача третираних у [35]

Тип испитиваног апарата	RC-1	RC-2	RC-3	RC-4	RC-5	RC-6	RC-7	RC-8
H , mm, ширина струјног канала	304.8							
V , mm, висина струјног канала	320.0							
L , mm, дужина размењивача	110.5							
d_{kr} , mm, пречник у корену ребра	13.34							
N_{cl} , број редова цеви	4							
N_c , укупан број цеви	40							
δ_r , mm, дебљина ребра	0.1524							
s_r , mm, корак ребара	8.70	5.75	3.80	3.31	2.77	2.17	1.75	1.23
N_r , 1/m, број ребара	115	174	263	302	361	461	571	811
s_t , m, попречни корак цеви	31.75							
s_l , m, подужни корак цеви	27.51							

Са гледишта теорије сличности мора се констатовати да је овакав приступ погрешан, имајући пре свега у виду основни услов да би се теорија сличности могла применити, а то је геометријска сличност. Овај услов није испуњен у приступу Рича у чланку [35], јер не постоји одговарајућа геометријска сличност цеви са и без оребрења. Такође, на основу треће теореме теорије сличности гранични услови (услови на граници система) нису једнаки у случају оребрених и неоребрених цеви. При анализи прелаза топлоте у истом чланку овај приступ није примењен, што је јако чудно, имајући у виду аналогију прелаза топлоте и отпора струјању. Ова чињеница није нигде констатована у литератури, и више истраживачких тимова је наставило да истражује у овом смеру, па има чак и врло свежих радова, нпр. [36], који су користили приступ Рича из [35].

Рич је у [35] увео као карактеристичну дужину подужни корак цеви, а карактеристична брзина струјања је била брзина у најужем пресеку размењивача топлоте. Према Ричу Рејнолдсов број је

$$Re_R = \frac{w_{KL} \cdot s_l}{\nu} \quad (3.98)$$

и Колбурнов j_H фактор

$$j_H = St \cdot Pr^{2/3} = \frac{Nu_R}{Re_R \cdot Pr} \cdot Pr^{2/3} \quad (3.99)$$

Корелишући податке на овај начин Рич чини још једну грешку, јер је за услове његовог експеримента s_l константна величина. На срећу, овакав приступ није имао следбенике.

3.4.4 Рич [37]

Од стране компаније Керијер испитивања су поново објављена 1975., а аутор чланка [37] је поново био Доналд Рич. Циљ истраживања је био да се утврди утицај броја реда цеви на коефицијент прелаза топлоте. Укупно је испитано 6 размењивача топлоте са бројем редова цеви 1÷6. Поред тога, код размењивача са 4 реда цеви су извршена мерења када су у раду били само први, само други, само трећи и само четврти ред цеви. Опсег Рејнолдсовог броја је био $Re_{KL}=200 \div 2750$, а карактеристике размењивача су приказане у табели 3.4. Бројчани подаци су дати у прилогу 8.2.

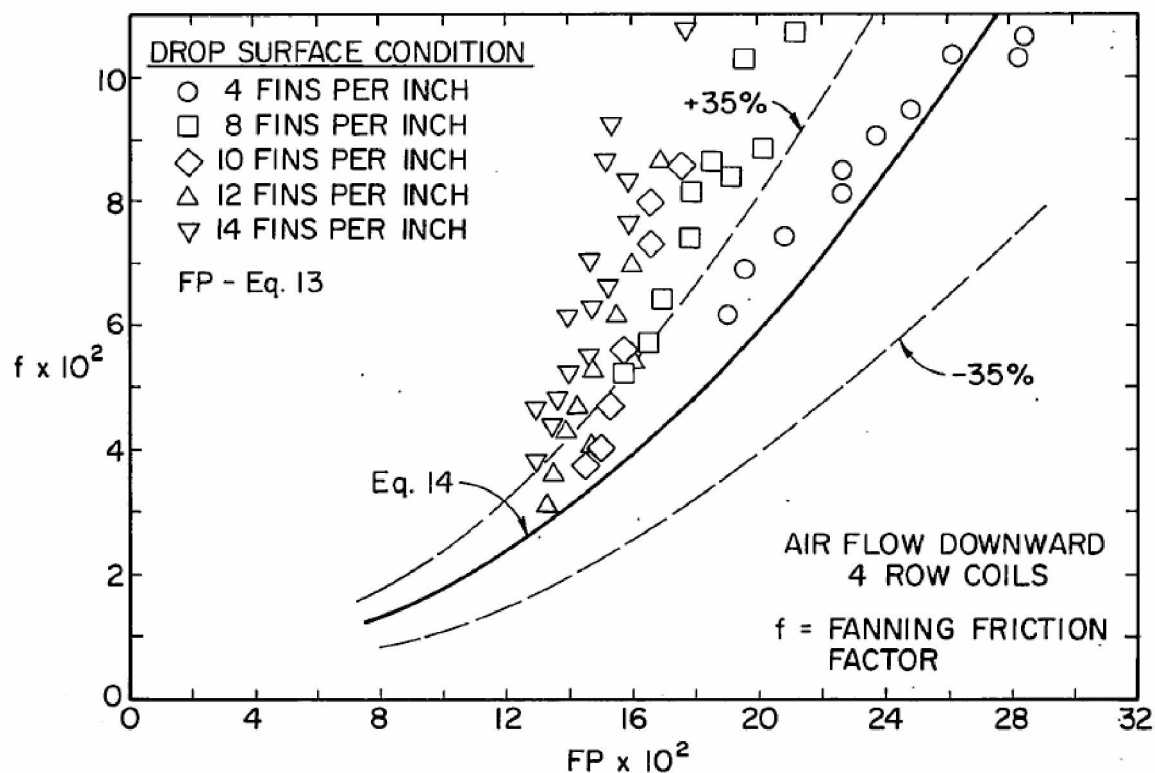
Рич је поново као карактеристичну дужину користио подужни корак цеви, а карактеристична брзина струјања је била брзина у најужем пресеку размењивача топлоте.

3.4.5 МекКвистон [38] и [39]

Универзитет из Оклахоме (САД) је поново објавио податке о паду притиска и прелазу топлоте 1978. са циљем да утврди утицај корака ребра на наведене величине. МекКвистон је као аутор потписао чланке [38] и [39] у којима је представио сирове и обрађене резултате у форми најблаже речено неуспешних корелација (репринт једног сета података у форми дијаграма је дат на слици 3.5). У прилогу 8.2 су дати експериментални подаци који су били у опсегу $Re_{KL}=90 \div 2500$, а карактеристике размењивача су дате у табели 3.5.

Табела 3.4 Геометријске карактеристике размењивача третираних у [37]

Тип испитиваног апарата	RC-9	RC-10	RC-11	RC-12	RC-13	RC-14
N_{cl} , број редова цеви	1	2	3	4	5	6
N_c , укупан број цеви	10	20	30	40	50	60
H , mm, ширина струјног канала	304.8					
V , mm, висина струјног канала	320.0					
d_{kr} , mm, пречник у корену ребра	13.23					
δ_r , mm, дебљина ребра	0.1524					
s_r , mm, корак ребара	1.75					
N_r , 1/m, број ребара	571					
s_t , m, попречни корак цеви	31.75					
s_l , m, подужни корак цеви	27.51					

**Слика 3.5** Репринт из чланка [39]

Табела 3.5 Геометријске карактеристике размењивача третираних у [38] и [39]

Тип испитиваног апарата	MQ-3	MQ-4	MQ-5	MQ-6	MQ-7
N_r , 1/m, број ребара	157	315	394	472	551
s_r , mm, корак ребара	6.35	3.175	2.54	2.117	1.814
V , mm, висина струјног канала	300.5				
d_{kr} , mm, пречник у корену ребра	9.957				
δ_r , mm, дебљина ребра	0.1524				
N_{cl} , број редова цеви	4				
N_c , укупан број цеви	20				
s_t , m, попречни корак цеви	25.4				
s_l , m, подужни корак цеви	22.0				

3.4.6 Екелс и Рабас [40]

Тим истраживача из компаније Westinghouse Electric Corporation (САД) је у чланку [40] презентирао своја истраживања 1987. Експериментални рад је обухватио 4 размењивача топлоте (експериментални резултати су приказани у прилогу 8.2), а циљ истраживања је био утврђивање утицаја пречника цеви и корака ребара на коефицијенте прелаза топлоте и отпора струјању у опсегу $Re_{KL}=285 \div 1580$. У табели 3.6 су приказане карактеристике испитиваних размењивача, а на слици је приказана графичка корелација из чланка (корелациона једначина није дата у чланку).

3.4.7 Халици, Тајмаз и Гундуз [41]

У чланку [41] описано је истраживање утицаја броја редова цеви на топлотне и струјне перформансе које је обављено на Машинском факултету Универзитета Сакарја (Турска). Карактеристике размењивача ду дате у табели 3.7, а истраживања која су обављена у опсегу $Re_{KL}=400 \div 1875$ су презентирана у форми дијаграма. Експериментални резултати су дат у прилогу 8.2.

Табела 3.6 Геометријске карактеристике размењивача третираних у [40]

Тип испитиваног апарата	ER-1	ER-2	ER-3	ER-4
N_r , 1/m , број ребара	507	472	447	320
s_r , mm , корак ребара	1.972	2.119	2.237	3.125
d_{kr} , mm , пречник у корену ребра	6.731	10.16	13.25	9.804
H , mm , ширина струјног канала	300			
V , mm , висина струјног канала	910			
L , mm , дужина размењивача	110.5			
δ_r , mm , дебљина ребра	0.140			
s_t , m , попречни корак цеви	25.4			
s_l , m , подужни корак цеви	22.0			
N_{cl} , број редова цеви у правцу струјања ваздуха	3			
N_c , укупан број цеви	36			

Табела 3.7 Геометријске карактеристике размењивача третираних у [41]

Тип испитиваног апарата	HTG-1	HTG-2	HTG-3	HTG-4
N_{cl} , број редова цеви	1	2	3	4
L , mm , дужина размењивача	34.5	69	103.5	138
H , mm , ширина струјног канала	380			
V , mm , висина струјног канала	360			
d_{kr} , mm , пречник у корену ребра	16.9			
δ_r , mm , дебљина ребра	0.18			
s_r , mm , корак ребара	2.584			
N_r , 1/m , број ребара	387			
s_t , m , попречни корак цеви	40			
s_l , m , подужни корак цеви	34.5			

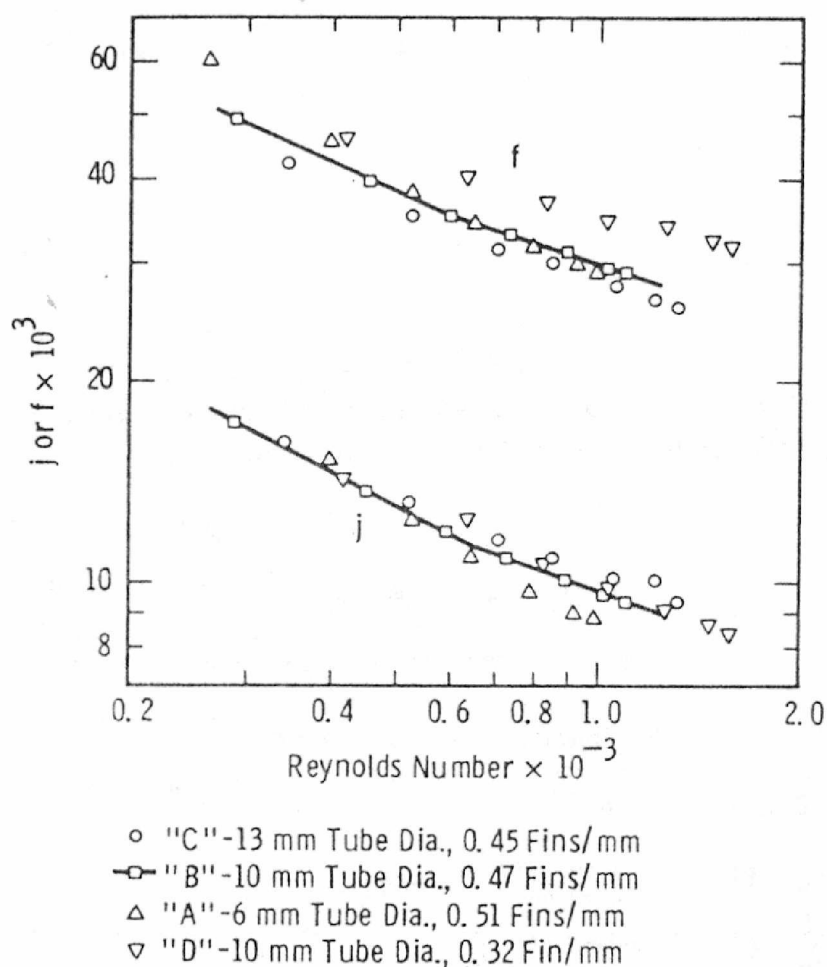


Fig. 7 Flat-plate finned-tube heat exchanger Colburn and friction factors versus maximum Reynolds number

Слика 3.6 Репринт из чланка [40]

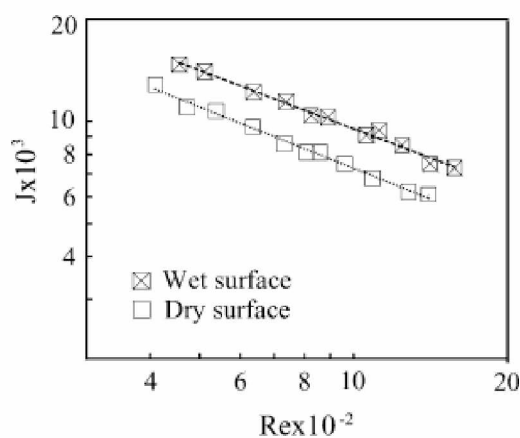


Fig. 2. Colburn factors for coil No. 1.

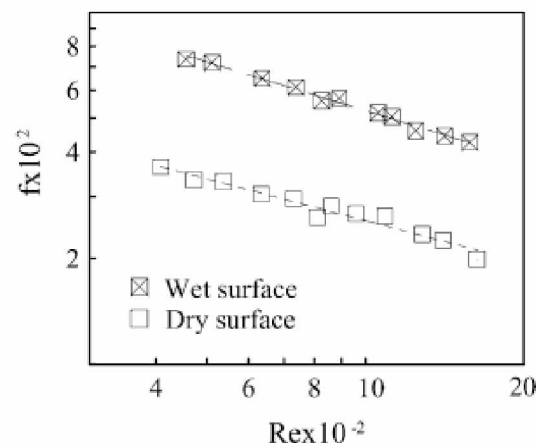


Fig. 6. Friction factors for coil No. 1.

Слика 3.7 Репринт из чланка [41]

4 ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛНЕ ИНСТАЛАЦИЈЕ И ПРОЦЕДУРА ОБРАДЕ РЕЗУЛТАТА МЕРЕЊА

Циљ докторске дисертације јесте дефинисање поузданих прорачунских процедура за одређивање пада притиска и коефицијента прелаза топлоте у међуцевном простору размењивача топлоте са оребреним цевима. Основна претпоставка је да ове величине зависе од:

- протока односно брзине струјања флуида кроз размењивач;
- геометријских карактеристика и то распореда цеви и њихове геометрије;
- термофизичких својстава флуида који протичу у апарату.

У склопу задатака истраживања значајно место заузима самостални експериментални рад који се састојао у изради експерименталне инсталације (физичког модела) и спровођењу непосредних мерења. На основу резултата мерења и теорије сличности сличности могуће је успоставити бездимензионе релације које повезују коефицијент прелаза топлоте и величине које на њега утичу, као и пад притиска и величине које на њега утичу. Зависности бездимензионих величина утврђују се обрадом прикупљених података добијених експериментима.

Испитивања размењивача топлоте врше се према ЕН нормама за ову област [42], [43], [44], [45]. Ове норме су на снази више од две деценије, и у оквиру њих су дате препоруке за припрему и презентацију поступака испитивања топлотних перформанси и пада притиска код размењивача топлоте [46], [47]. По основу ових стандарда Лабораторија за процесну технику, енергетску ефикасност и заштиту животне средине је добила акредитацију за као део Центра за квалитет који послује у оквиру Иновационог центра Машинског факултета у Београду.

Методи испитивања размењивача топлоте зависе од циља испитивања и могу се класификовати у три категорије:

- *типско испитивање новог размењивача топлоте* представља испитивање једног апарата који се може производити у више величина. Типско испитивање се врши лабораторијски за апарат из серијске или масовне производње;
- *испитивање прихватљивости новог размењивача топлоте* је испитивање једног апарата, израђеног за специфичну намену. Ово испитивање се врши за серијски

7 мерна бленда за мерење протока ваздуха;

8 струјни канал за ваздух.

Струјање ваздуха се обавља помоћу вентилатора (3) кроз цевовод (8) ка размењивачу топлоте (1). Мерење протока ваздуха се обавља помоћу мерне бленде (7), која је опремљена манометром за мерење надпритиска испред бленде и диференцијалним манометром. У каналу (8) се поставља термометар за мерење температуре ваздуха који струји кроз бленду. Израда и уградња мерне бленде (7) је обављена у складу са стандардом [48], а исти стандард је коришћен и за израчунавање протока кроз цевовод.

За одређивање протока ваздуха потребно је измерити:

- надпритисак ваздуха испред мерне бленде за ваздух $p_{mb}, \text{mmH}_2\text{O}$,
- разлику притисака испред и иза бленде за ваздух $\Delta p_b, \text{mmH}_2\text{O}$,
- температуру ваздуха који струји кроз бленду $t_v, ^\circ\text{C}$,
- барометарски притисак p_b, Pa .

За мерење протока ваздуха коришћена је мерна бленда отвора пречника 94,8 mm уграђена у цевовод (8) унутрашњег пречника 150 mm. Температура ваздуха на излазу се мери термометром постављеним у каналу (5).

Испред и иза размењивача топлоте уграђени су канали (4, 5) дужине по 2000 mm, квадратног попречног пресека 360x360 mm (једнак попречном пресеку размењивача топлоте) с циљем умирења ваздушне струје и постизања што равномернијег брзинског поља у попречном пресеку канала на улазу и на излазу у размењивач топлоте, односно ма местима где је прикључиван диференцијални манометар помоћу кога је мерен пад притиска преко оребрене површине.

Проток воде је мерен ултразвучним мерилом KROHNE постављеним на прикључни цевовод за воду, а температура воде је мерена такође на цевоводу испред и иза размењивача топлоте.

Испитивања параметара размењивача топлоте су подељена у два дела: испитивање пада притиска и испитивање интензитета размене топлоте. Мерења су спроведена на три типа размењивача топлоте са ламеластим ребрима произвођача Термофриз из Умке. У табели 4.1 дате су основни конструкциони параметри

предметних размењивача топлоте са ламеластим ребрима и шаховским распоредом цеви.

Табела 4.1 Геометријске карактеристике испитиваних размењивача топлоте

Тип испитиваног апарата	1	2	3
H , mm, ширина струјног канала	360	360	360
V , mm, висина струјног канала	360	360	360
L , mm, дужина размењивача у смеру струјања ваздуха	90	120	90
d_u , mm, унутрашњи пречник цеви	11	11	11
d_s , mm, спољашњи пречник цеви	12	12	12
d_{kr} , mm, пречник у корену ребра	12,6	12,6	12,6
N_{ct} , број цеви у чеоном реду	12	12	12
N_{cl} , број редова цеви у правацу струјања ваздуха	3	4	3
N_c , укупан број цеви	36	48	36
N_{reb} , укупни број ребара по једној цеви	244	143	58
δ_r , mm, дебљина ребра	0,3	0,3	0,3
s_r , mm, корак ребара	1,475	2,517	6,207
N_r , 1/m, број ребара по јединици дужне	678	397	161
S_{un} , m ² , површина за размену топлоте са унутрашње стране цеви	0,407	0,543	0,407
S_{sp} , m ² , површина за размену топлоте са спољашње стране цеви	14,0	11,2	3,72
S_{kr} , m ² , површина у корену ребра када не би постојала ребра	0,513	0,684	0,513
s_v , m ² /m ³ , специфична површина оребрене повешине	1203	723	319
ε , m ³ /m ³ , порозност оребрене повешине	0,462	0,511	0,552
ε_{pov} , m ² /m ² , површинска порозност оребрене површине	0,462	0,511	0,552
d_e , mm, еквивалентни пречник	1,54	2,83	6,91
λ_r , W/(m·K), топлотна проводност материјала ребра	220	220	220
λ_z , W/(m·K), топлотна проводност материјала зида цеви	380	380	380
ε_{pov} , m ² /m ² , површинска порозност оребрене површине	0,462	0,511	0,552
$d_{e,pov}$, mm, еквивалентни пречник дефинисан преко површинске порозности	1,54	2,83	6,91

4.2 УСЛОВИ ЗА ИЗВОЂЕЊЕ ЕКСПЕРИМЕНАТА

Испитивања пада притиска при струјању ваздуха преко оребрених цеви су вршена при изотермским условима, тј. није било протицања флуида кроз цеви у цевном снопу. За сваки радни режим вршено је мерење протока ваздуха и пада притиска ваздуха при струјању кроз размењивач. Мерење је вршено по успостављању стационарног стања које се констатује стабилизацијом мерених параметара. Пад притиска ваздуха при струјању кроз размењивач топлоте мерен је диференцијалним манометром са водом односно диференцијалним косим манометром са водом зависно од радног режима.

Испитивања интензитета размене топлоте оребрених цеви су вршена на „топло“, односно кроз цеви апарата је протицала загрејана вода. За сваки радни режим вршено је мерење протока ваздуха и протока воде, као и температуре оба радна флуида на улазу и на излазу из апарата.

Мерење сваког радног режима је вршено по успостављању (квази) стационарног стања, што значи да су:

- сви мерни параметри стабилизовани (у оквиру одређених граница прихватљивости);
- извршено је сопствено загревање (хлађење) мерне и помоћне опреме;
- размена топлоте између размењивача топлоте и околине је стабилизована.

Поред услова стационарности, морају бити испуњени и услови поновљивости и репродуктивности мерења. Време потребно за постизање стационарног стања зависи од: величине мерног објекта и помоћне опреме, топлотних капацитета објекта мерења и медијума, перформанси помоћне опреме и регулационог система (ако постоји).

Мерења се обављају док се не добију статистички задовољавајући резултати. Перформансе размењивача топлоте се исказују помоћу величина које се могу одредити мерењем или израчунавањем на основу измерених вредности: топлотна снага, проток флуида, температуре, температурске разлике, притисци, падови притисака, коефицијент прелаза/пролаза топлоте, коефицијент трења, итд.

У оквиру ових испитивања могуће је утврђивање стања површине за размену топлоте по питању корозије и запрљања. У случају испитивања нових (некоришћених односно незапрљаних) апарата заинтересоване стране се морају договорити о

величинама фактора везаних за корозију и запрљање, ради адекватне презентације резултата испитивања [49].

4.3 МАТЕМАТИЧКА ОБРАДА РЕЗУЛТАТА ЕКСПЕРИМЕНАТА

Математичка обрада резултата експеримената је заснована на статистичким методама који се користе за процену квалитета резултата мерења и за одређивање функционалних зависности у облику бездимензионих једначина. Процедура није дефинисана стандардом [42] у коме су дефинисане само смернице, па се у конкретном случају примењује алгоритам из [27].

4.3.1 Резултати мерења пада притиска

При мерењима пада притиска на размењивачу топлоте са оребреним цевима мерене су следеће величине:

- Δp_{bg} , mmH₂O, разлика притисака ваздуха испред и иза бленде;
- p_{mbg} , mmH₂O, надпритисак ваздуха испред бленде;
- Δp_2 , mmH₂O, разлика притисака испред и иза размењивача топлоте;
- t_2 , °C, температура ваздуха.

Мерења су обављена изотермски, односно без протицања флуида са стране цеви. Резултати мерења су приказани у прилогу 8.1., при чему су коришћене следеће ознаке:

- V_2 , m³/s, измерени запремински проток ваздуха;
- Δp_2 , Pa, измерени пад притиска на размењивачу топлоте.

4.3.2 Резултати мерења топлотних перформанси

При мерењима топлотних перформанси на размењивачу топлоте са оребреним цевима мерене су следеће величине:

- $\dot{V}_1$, m³/s, запремински проток топлијег флуида (вода);
- t_{1p} , °C, температура воде на улазу;
- t_{1k} , °C, температура воде на излазу;
- Δp_{bg} , mmH₂O, разлика притисака ваздуха испред и иза бленде;
- p_{mbg} , mmH₂O, надпритисак ваздуха испред бленде;
- t_{2p} , °C, температура ваздуха на улазу;

- t_{2k} , °C, температура ваздуха на излазу.

Резултати мерења топлотних перформанси и пад притиска размењивача топлоте са ламеластим ребрима дати су у прилогу 8.1. На основу резултата мерења следеће величине су од интереса за процену дисперзије резултата мерења:

- $\dot{m}_1$, kg/s, масени проток топлијег флуида (вода);
- t_{1p} , °C, температура топлијег флуида на улазу;
- t_{1k} , °C, температура топлијег флуида на излазу;
- $\dot{m}_2$, kg/s, масени проток хладнијег флуида (ваздух);
- t_{2p} , °C, температура хладнијег флуида на улазу;
- t_{2k} , °C, температура хладнијег флуида на излазу;
- S_{rt} , m², површина за размену топлоте.

4.3.3 Процена квалитета резултата мерења

Грешке мерења појединачних величина су: грешка мерења температуре (оцена дисперзије) $s_t = 0.1^\circ\text{C}$; грешка мерења протока $s_m = 0.5 \text{ kg/s}$.

Термофизичка својства ваздуха и воде, као радних флуида, усвојена су према [7].

Топлотна снага размењивача рачуната преко података за топлији флуид је

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{1p} - t_{1k}) \quad (4.1)$$

док се за хладнији флуид добија

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{2k} - t_{2p}) \quad (4.2)$$

где су c_{p1} и c_{p2} (J/(kg · K)) специфични топлотни капацитети топлијег и хладнијег флуида.

Средња вредност топлотне снаге (узорак мерених вредности од два члана)

$$\bar{\dot{Q}} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2}{2} \quad (4.3)$$

а грешка мерења топлотне снаге износи

$$s_Q = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\dot{Q}_i - \bar{\dot{Q}})^2} \quad (4.4)$$

па се топлотна снага изражава у облику $\bar{\dot{Q}} \pm s_Q$.

Стационарност радног режима се може проценити на основу односа

$$\Delta_{St} = \frac{s_Q}{\dot{Q}} \quad (4.5)$$

а поред наведеног критеријума у литератури се често помиње и критеријум

$$\Delta_{od} = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2} \quad (4.6)$$

Коефицијент пролаза топлоте, на основу резултата мерења, може одредити помоћу израза

$$k = \frac{\bar{\dot{Q}}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \quad (4.7)$$

где је средња температурска разлика [1]

$$\Delta t_{sr} = \varepsilon \cdot \frac{(t_{1p} - t_{2k}) - (t_{1k} - t_{2p})}{\ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} \quad (4.8)$$

а ε је корекциони фактор за средњу температурску разлику.

Дисперзија коефицијента пролаза топлоте који је функција топлотне снаге $\dot{Q}$, средње температурске разлике Δt_{sr} и површине за размену топлоте S_{rt} је на основу једначине (4.7)

$$s_k^2 = \left[\frac{\partial}{\partial \dot{Q}} \left(\frac{\dot{Q}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \right) \right]^2 \cdot s_{\dot{Q}}^2 + \left[\frac{\partial}{\partial S_{rt}} \left(\frac{\dot{Q}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \right) \right]^2 \cdot s_S^2 + \left[\frac{\partial}{\partial \Delta t_{sr}} \left(\frac{\dot{Q}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \right) \right]^2 \cdot s_{\Delta t_{sr}}^2 \quad (4.9)$$

Дисперзија средње температурске разлике $s_{\Delta t_{sr}}$ је функција четири мерене температуре па се рачуна на основу једначине (4.23) на следећи начин

$$s_{\Delta t_{sr}}^2 = \left[\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{1p}} \right]^2 \cdot s_{t_{1p}}^2 + \left[\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{1k}} \right]^2 \cdot s_{t_{1k}}^2 + \left[\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{2p}} \right]^2 \cdot s_{t_{2p}}^2 + \left[\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{2k}} \right]^2 \cdot s_{t_{2k}}^2 \quad (4.10)$$

Потребно је још израчунати одговарајуће парцијалне изводе

$$\frac{\partial}{\partial \dot{Q}} \left(\frac{\dot{Q}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \right) = \frac{1}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \quad (4.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial S_{rt}} \left(\frac{\dot{Q}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \right) = - \frac{\dot{Q}}{S_{rt}^2 \cdot \Delta t_{sr}} \quad (4.12)$$

$$\frac{\partial}{\partial \Delta t_{sr}} \left(\frac{\dot{Q}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \right) = - \frac{\dot{Q}}{S_{rt} \cdot (\Delta t_{sr})^2} \quad (4.13)$$

$$\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{1p}} = \frac{1}{\ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} - \frac{\Delta t_{sr}}{(t_{1p} - t_{2k}) \cdot \ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} \quad (4.14)$$

$$\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{1k}} = - \frac{1}{\ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} + \frac{\Delta t_{sr}}{(t_{1k} - t_{2p}) \cdot \ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} \quad (4.15)$$

$$\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{2p}} = \frac{1}{\ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} - \frac{\Delta t_{sr}}{(t_{1k} - t_{2p}) \cdot \ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} \quad (4.16)$$

$$\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{2k}} = - \frac{1}{\ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} + \frac{\Delta t_{sr}}{(t_{1p} - t_{2k}) \cdot \ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} \quad (4.17)$$

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

$$S_k = \frac{s_k}{k} \quad (4.18)$$

Коефицијент пролаза топлоте сведен на унутрашњу површину размењивача износи

$$\frac{1}{k_{un}} = \left(\frac{1}{\alpha_1} + R_1 \right) + \frac{d_u}{2 \cdot \lambda_z} \cdot \ln \frac{d_s}{d_u} + \frac{d_u}{2 \cdot \lambda_r} \cdot \ln \frac{d_{kr}}{d_s} + \left(\frac{1}{\alpha_2} + R_2 \right) \cdot \frac{S_{un}}{S_{sp} \cdot \eta_2} \quad (4.19)$$

где је η_2 ефикасност оребрене површине.

Коефицијент прелаза топлоте са стране топлијег флуида (на мерењима је то била вода) се израчунава помоћу једначине

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_u} \quad (4.20)$$

где су:

- Nu_1 , Нуселтов број за ламинарни режим струјања ($Re_1 < 2300$)

$$Nu_1 = \sqrt[3]{3,66^3 + 1,61^3 \cdot Re_1 \cdot Pr_1} \cdot \left(\frac{d_u}{L_c} \right) \cdot \left(\frac{\mu_1}{\mu_{1z}} \right)^{0,14} \quad (4.21)$$

- Nu_1 , Нуселтов број за турбулентни режим струјања ($Re_1 > 2300$)

$$Nu_1 = 0,0235 \cdot (Re_1^{0,8} - 230) \cdot (1,8 \cdot Pr_1^{0,3} - 0,8) \cdot \left[1 + \left(\frac{d_u}{L_c} \right)^{2/3} \right] \cdot \left(\frac{\mu_1}{\mu_{1z}} \right)^{0,14} \quad (4.22)$$

- Re_1 , Рејнолдсов број за топлији флуид

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_u \cdot \rho_1}{\mu_1} \quad (4.23)$$

- w_1 , m/s, средња брзина струјања флуида кроз цеви
- ρ_1 , kg/m³, густина флуида који струји кроз цеви
- μ_1 , Pa · s, динамичка вискозност флуида који струји кроз цеви
- Pr_1 , Прантлов број за флуид који струји кроз цеви

$$Pr_1 = \frac{c_{p1} \cdot \mu_1}{\lambda_1} \quad (4.24)$$

- c_{p1} , J/(kg · K), специфични масени топлотни капацитет флуида
- λ_1 , W/(m · K), коефицијент топлотне проводности флуида
- L_c , m, дужина цеви.

При анализи су занемарени контактни отпори између ребра и цеви, а пошто су размењивачи почели са радом непосредно пред мерења сматрало се да су отпори провођењу топлоте услед запрљања занемарљиво мали.

На основу коефицијента прелаза топлоте са стране хладнијег флуида (на мерењима је то био ваздух) се израчунава Нуселтов број помоћу једначине

$$Nu_2 = \alpha_2 \cdot \frac{l_2}{\lambda_2} \quad (4.25)$$

где је λ_2 , W/(m · K), коефицијент топлотне проводности ваздуха. Карактеристична дужина l_2 ће бити детаљније размотрена у поглављу 5.

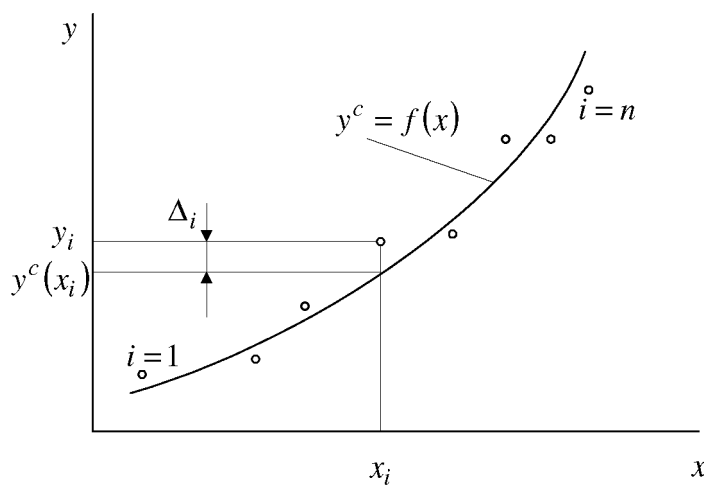
4.3.4 Статистичко корелисање методом најмањих квадрата

Метод најмањих квадрата је поступак који се често користи 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 овим методом одредити зависност општег облика

$$y^c = f(x) \quad (4.26)$$

која апроксимује задату табеларну функцију.

Метод најмањих квадрата може се применити у случају када је y_i измерена (случајна) величина са нормалном расподелом и да је независна променљива x_i тачна (нема грешке мерења). Овим се методом одређује једначина линије која приказује корелационо поље скупа тачака (x_i, y_i) при чему у општем случају не мора да прође ни кроз једну од њих (слика 4.2)



Слика 4.2 Корелационо поље и функција (4.26)

Одступање линије добијене методом најмањих квадрата од измерених вредности за произвољну тачку (x_i, y_i) износи

$$\Delta_i = y_i - y^c(x_i) \quad (4.27)$$

Збир свих одступања за n парова (x_i, y_i) може бити позитиван или негативан, али је збир квадрата свих одступања увек позитиван, односно

$$S = \sum_{i=1}^n \Delta_i^2 \geq 0 \quad (4.28)$$

Метод најмањих квадрата се састоји у томе да се једначина линије

$$y^c = f(x) \quad (4.29)$$

добие из услова да збир квадрата одступања буде минималан, односно да је

$$S = S_{min} \quad (4.30)$$

Квалитет функционалне зависности добијене методом најмањих квадрата се изражава помоћу статистичких показатеља: корелациони однос, средњег квадратног одступања и максималне грешке из скупа вредности Δ_i .

Ако је y_i i -та вредност зависно променљиве, а $y_i^c = f(x_i)$ i -та вредност зависно променљиве израчуната преко корелационе једначине биће:

- корелациони однос

$$KO = \sqrt{1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - y_i^c)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - y_{av})^2}} \quad (4.31)$$

- средње квадратно одступање

$$SD = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left(\frac{y_i - y_i^c}{y_i} \right)^2}{n}} \quad (4.32)$$

- максимална грешка у дијапазону промене независно променљиве

$$MO = \max \left| \frac{y_i - y_i^c}{y_i} \right| \quad (4.33)$$

где је y_{av} средња вредност зависно променљиве y за n задатих парова (x_i, y_i)

$$y_{av} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n} \quad (4.34)$$

Овакви статистички показатељи се примењују на зависности било каквог облика. У специјалном случају када је функција $y^c = f(x)$ линеарна, корелациони однос се назива коефицијент корелације и може се израчунати преко израза:

$$r_{xy} = \frac{n \cdot \sum_{i=1}^n x_i \cdot y_i - \sum_{i=1}^n x_i \cdot \sum_{i=1}^n y_i}{\sqrt{\left[n \cdot \sum_{i=1}^n x_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n x_i \right)^2 \right] \cdot \left[n \cdot \sum_{i=1}^n y_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n y_i \right)^2 \right]}} \quad (4.35)$$

Само у овом случају је $r_{xy} = \theta$.

Линеарна регресија

Поступак одређивања апроксимативне линије методом најмањих квадрата биће илустрован на примеру одређивања линеарне зависности облика.

$$y^c = a + b \cdot x \quad (4.36)$$

Збир квадрата појединачних одступања за n парова (x_i, y_i) износи

$$S = \sum_{i=1}^n [y^c(x_i) - y_i]^2 = \sum_{i=1}^n (a + b \cdot x_i - y_i)^2 \quad (4.37)$$

Потребан услов да би се задовољио захтев $S = S_{min}$ је

$$\frac{\partial S}{\partial a} = 2 \cdot \sum_{i=1}^n (a + b \cdot x_i - y_i) = 0 \quad (4.38)$$

$$\frac{\partial S}{\partial b} = 2 \cdot \sum_{i=1}^n (a + b \cdot x_i - y_i) \cdot x_i = 0 \quad (4.39)$$

одакле се добија систем линеарних једначина

$$a \cdot n + b \cdot \sum_{i=1}^n x_i = \sum_{i=1}^n y_i \quad (4.40)$$

$$a \cdot \sum_{i=1}^n x_i + b \cdot \sum_{i=1}^n x_i^2 = \sum_{i=1}^n x_i \cdot y_i \quad (4.41)$$

Решавањем овог система једначина по a и b добија се тражена линеарна зависност (4.30).

Нелинеарна регресија

Поред једначине праве линије методом најмањих квадрата се може добити и једначина сложеније зависности за задати скуп тачака (x_i, y_i) . У инжењерској пракси уобичајено је да се користе следеће нелинеарне зависности:

$$y = a \cdot \exp(b \cdot x) \quad (4.42)$$

$$y = a \cdot x^b \quad (4.43)$$

$$y = a + b \cdot \ln(x) \quad (4.44)$$

$$y = \frac{1}{a + b \cdot x} \quad (4.45)$$

$$y = \frac{x}{a + b \cdot x} \quad (4.56)$$

као и многе друге.

Поступак описан за линеарну регресију може се у овом случају применити на напред набројане зависности, ако се изврши трансформација дате функционалне зависности у линеарни облик. Један од облика функција који је коришћен у дисертацији је

$$y = a \cdot x^b \quad (4.57)$$

потребно је извршити линеаризацију логаритмовањем леве и десне стране израза

$$\ln y = \ln a + b \cdot \ln x \quad (4.58)$$

чиме се добија линеаризовани облик

$$Y = A + b \cdot X \quad (4.59)$$

где су:

$$Y = \ln y \quad (4.60)$$

$$A = \ln a \quad (4.61)$$

$$X = \ln x \quad (4.62)$$

Потребно је напоменути да се сви статистички показатељи (корелациони однос, средње квадратно одступање и максимална грешка) одређују за оригиналну зависност (4.57) и да нема значаја њихово одређивање за пресликану зависност (4.59).

5 АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА

Извршена је анализа мерених података на три нивоа: независно су анализирани подаци добијени мерењима пада притиска, затим су анализирани подаци добијени мерењима топлотне снаге, а на крају је анализирана могућност успостављања аналогije транспорта количине кретања и топлоте.

Осим података прикупљених у току сопственог експерименталног рада анализирани су и подаци из отворене литературе и то:

- мерења која је 2001. објавио тим истраживача са Машинског факултета Универзитета Сакарја (Турска) [41];
- мерења која је обавио тим истраживача са Универзитета из Оклахоме (САД) и која су објављена у два наврата у чланцима [34], [38] и [39];
- мерења која је 1987. објавио тим истраживача из компаније Westinghouse Electric Corporation (САД) [40];
- мерења која је обавила компанија Cartier (САД) у два наврата која су објављена у [35] и [37];
- мерења која су објављена 1998. од стране истраживачког тима са Машинског факултета Универзитета из Брајтона (Уједињено краљевство Велике Британије и Северне Ирске) [50];
- обрађених података у форми дијаграма објављених књизи Кејса и Ландона [33], а који су преузети од компаније Trane (САД).

Наведене базе података представљају практично све што је објављено у отвореној литератури, а што се може користити као несумњиви збир квалитетних експерименталних података. Поред наведеног, постоји још свега неколико објављених сетова експерименталних резултата, који нису анализирани у оквиру ове дисертације због сумње у поузданост мерне технике која је коришћена или сумње у поузданост методологије обраде резултата мерења.

Опсег искоришћених експерименталних података је приказан у табели 5.1, а у табели 5.2 је приказан број анализираних радних режима. На дијаграмима у оквиру овог поглавља сопствена мерења су приказана црним кружићима, док су мерења других аутора приказана белим кружићима.

5.1 БЕЗДИМЕНЗИОНИ БРОЈЕВИ

За потребе анализе у оквиру ове дисертације користиће се бездимензини бројеви базирани на брзини сведеној на порозни пресек размењивача и хидрауличком пречнику међуцевног простора.

Табела 5.1 Опсег анализираних података

Вредност	Минимална	Максимална
Re	87	11200
$Nu/Pr^{1/3}$	1.54	88.27
ζ	0.167	2.527
N_{rc}	1	6*
N_r	115	811
δ_r , mm	0.12	0.30
d_{kr} , mm	7.01	16.9
s_l , mm	16.0	34.5
s_t , mm	19.0	40.0
* у [34] се наводи да су мерења обављена на размењивачу топлоте са више редова цеви		

Табела 5.2 Број анализираних радних режима

База података	Прилог	Број радних режима за	
		пад притиска	прелаз топлоте
Сопствена мерења	8.1	167	111
МекКвистон 1971	8.2	37	37
МекКвистон 1978	8.2	91	91
Рич 1973	8.2	162	86
Рич 1975	8.2	-	221
Екелс 1987	8.2	27	27
Халици 2001	8.2	56	50
Абу Мад	8.2	174	179
Укупно		714	802

Фасадна брзина (брзина струјања флуида сведена на попречни пресек канала у коме се налази размењивач) једнака је

$$w_{kan} = \frac{\dot{V}}{B \cdot H} \quad (5.1)$$

где су

- $\dot{V}$, m³/s, запремински проток флуида;
- H , m, висина канала односно размењивача топлоте;
- B , m, ширина канала односно размењивача топлоте;

Карактеристична брзина струјања је, као што је већ речено, брзина сведена на порозни пресек размењивача

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

а карактеристична геометријска дужина је хидраулични пречник

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

Помоћу наведених величина дефинише се Рејнолдсов број

$$Re = \frac{w_{\varepsilon} \cdot d_h}{\nu} \quad (5.4)$$

и Нуселтов број

$$Nu = \frac{\alpha}{\lambda} \cdot d_h \quad (5.5)$$

Ради коришћења података других аутора потребно је извршити прерачунавање критеријалних бројева и других величина. У поглављу 3 ове дисертације су дате дефиниције бездимензионих бројева које су увели Кејс и Ландон [33] и Рич [35].

5.1.1 Бездименциони бројеви према Кејсу и Ландону

Према Кејсу и Ландону [33] карактеристична брзина је

$$w_{KL} = \frac{w_{kan}}{\varepsilon_{pov}} \quad (5.6)$$

па се помоћу једначина (5.1) и (5.2) долази до

$$w_{kan} = w_{KL} \cdot \varepsilon_{pov} = w_{\varepsilon} \cdot \varepsilon \quad (5.7)$$

Кејс и Ландон дају пад притиска у облику једначине

$$\Delta p = \xi_{KL} \cdot \frac{4 \cdot L}{d_{eKL}} \cdot \frac{\rho \cdot w_{KL}^2}{2} \quad (5.8)$$

док је према номенклатури која је у данашње време уобичајена

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{L}{d_h} \cdot \frac{\rho \cdot w_\varepsilon^2}{2} \quad (5.9)$$

одакле следи једнакост

$$\frac{\xi \cdot w_\varepsilon^2}{d_h} = 4 \cdot \frac{\xi_{KL} \cdot w_{KL}^2}{d_{eKL}} \quad (5.10)$$

односно

$$\frac{\xi}{\varepsilon^3} = 4 \cdot \frac{\xi_{KL}}{\varepsilon_{pov}^3} \quad (5.11)$$

Имајући у виду да Кејс и Ландон дефинишу Рејнолдсов број у облику

$$\text{Re}_{KL} = \frac{w_{KL} \cdot d_{eKL}}{\nu} \quad (5.12)$$

коришћењем (5.7) може се успоставити веза

$$\frac{\text{Re}}{w_\varepsilon \cdot d_h} = \frac{\text{Re}_{KL}}{w_{KL} \cdot d_{eKL}} \quad (5.13)$$

односно након замене (5.2), (5.3) и (5.4) добија се

$$\text{Re} = \text{Re}_{KL} \quad (5.14)$$

Из (5.14) следи да се према Кејсу и Ландону Нуселтов број израчунава на основу

$$\text{Nu}_{KL} = \frac{\alpha}{\lambda} \cdot d_{eKL} = j_H \cdot \text{Re}_{KL} \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (5.15)$$

па се након замене (5.5) добија

$$\frac{\text{Nu}}{d_h} = \frac{\text{Nu}_{KL}}{d_{eKL}} \quad (5.16)$$

5.1.2 Бездимензиони бројеви према Ричу

Према Ричу [37] се из Рејнолдсовог броја у облику

$$\text{Re}_R = \frac{w_{KL} \cdot s_t}{\nu} \quad (5.17)$$

добија веза

$$\text{Re} \cdot \frac{\varepsilon}{d_h} = \text{Re}_R \cdot \frac{\varepsilon_{pov}}{s_t} \quad (5.18)$$

а из Нуселтовог броја у облику

$$\text{Nu}_R = \frac{\alpha}{\lambda} \cdot s_t = j_H \cdot \text{Re}_R \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (5.19)$$

веза

$$\frac{\text{Nu}}{d_h} = \frac{\text{Nu}_R}{s_t} \quad (5.20)$$

5.2 АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА МЕРЕЊА ПАДА ПРИТИСКА ПРИ СТРУЈАЊУ ВАЗДУХА ПРЕКО ЦЕВНОГ СНОПА СА ЛАМЕЛАСТИМ ОРЕБРЕЊЕМ

На дијаграму на слици 5.1 приказане су вредности коефицијента отпора струјању у функцији Рејнолдсовог броја за све анализиране радне режиме.

Коефицијент отпора струјању је корелисан у облику

$$\xi = \left(A + \frac{B}{\text{Re}^C} \right) \cdot \left(\frac{s_v}{s_{mr}} \right)^D \cdot \left(\frac{s_t}{s_l} \right)^E \quad (5.21)$$

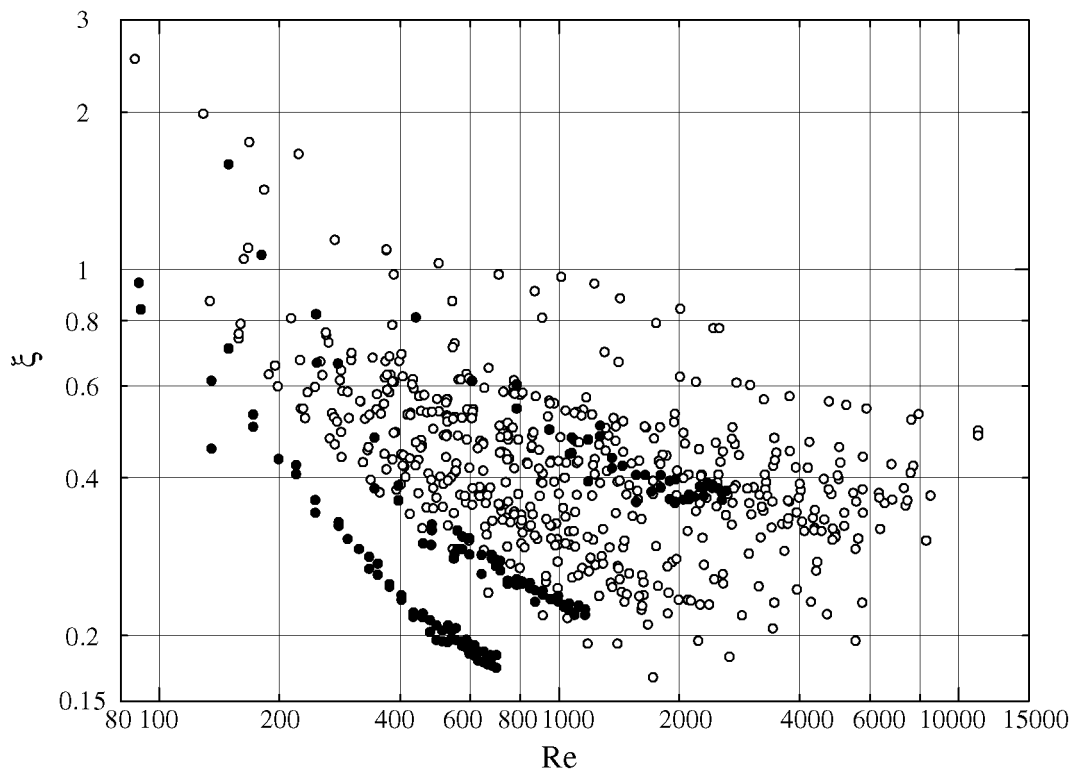
Значење параметара A и B у једначини (5.20) је дао Ергун [51] и поновио Шашић [52] у вези струјања гаса кроз порозан материјал или испуну: параметар A се односи на пад притиска услед вискозног трења, а параметар B је последица турбуленције.

Резултати добијени методом најмањих квадрата су приказани у табели 5.3, у којој су као статистички параметри за оцену корелације приказани средње квадратно одступање (SD) и корелациони однос (KO).

Табела 5.3 Параметри за корелацију (5.20)

A	B	C	D	E	$SD, \%$	$KO, \%$
1.4	2830	1.25	-0.68	0.38	16.3	91.2
1.5	2770	1.23	-0.69	0	17.9	90.7
0	63	0.48	-0.70	0.34	23.4	82.5
0	73	0.4	-0.72	0	24.6	82

На основу изложене анализе јасно је да су обе корелације у којима је параметар $A \neq 0$ квалитетније, што је и сугерисано у претходним истраживањима објављеним у [53] и [54].



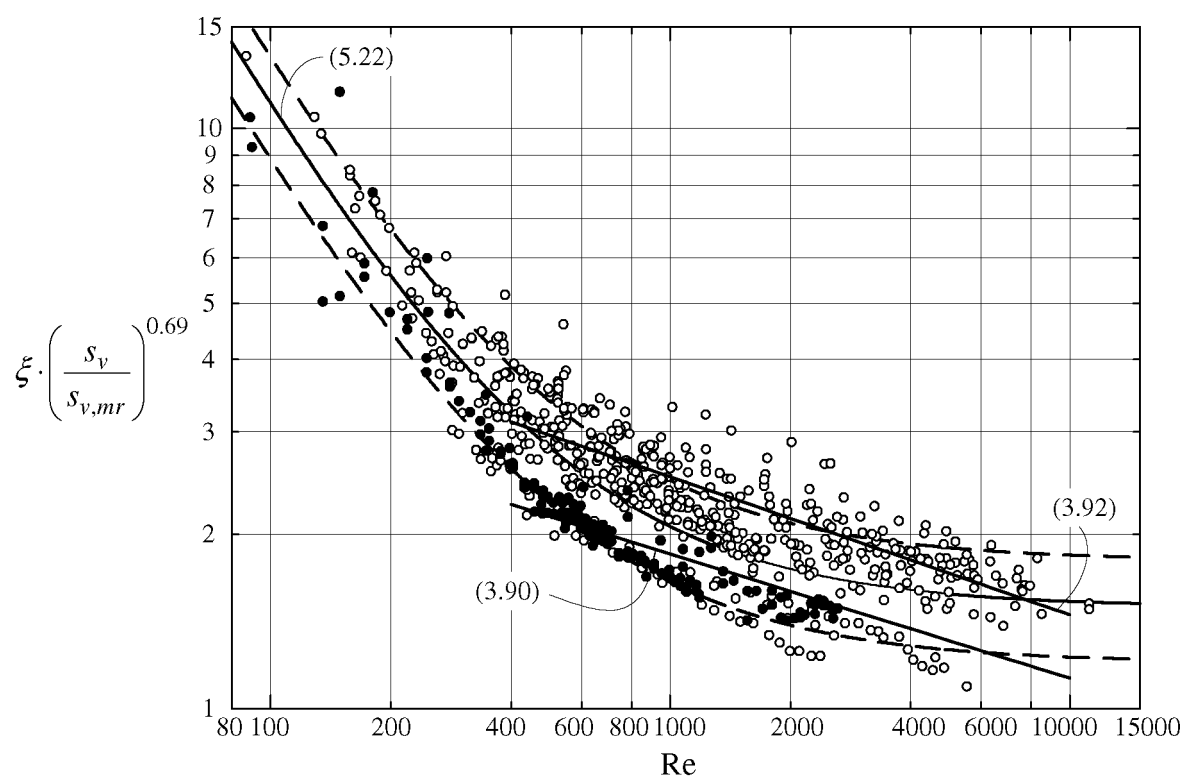
Слика 5.1 Коефицијент отпора струјању у функцији Рејнолдсовог броја

Утицај односа корака цеви на корелацију (5.21) је занемарљив, па се може усвојити следећа корелација за израчунавање отпора струјању

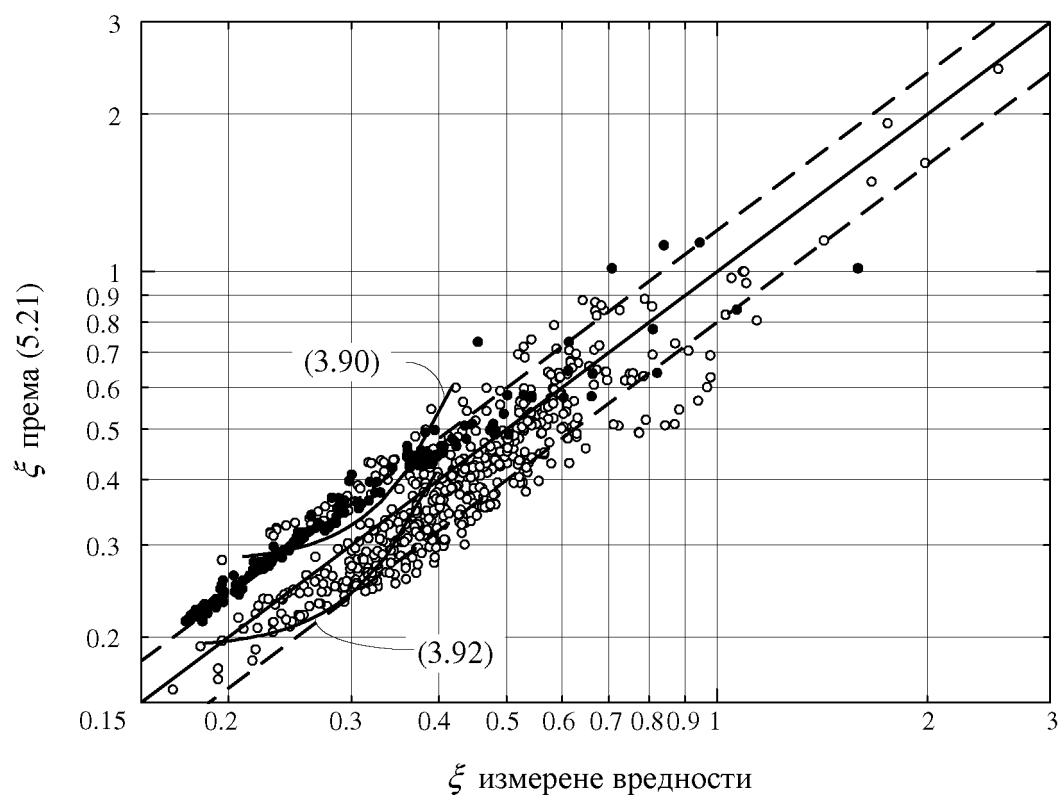
$$\zeta = \left(1.5 + \frac{2770}{\text{Re}^{1.23}} \right) \cdot \left(\frac{s_v}{s_{mr}} \right)^{-0.69} \quad (5.22)$$

На дијаграму на слици 5.2 приказана је корелација (5.22) у односу на све расположиве податке о коефицијенту отпора струјању, а на слици 5.3 дато је корелационо поље једначине (5.22). На обе слике испрекиданом линијом је представљено корелационо поље у опсегу $\pm 20\%$ у односу на (5.21).

Корелације (3.90) и (3.92) Кејса и Ландона су такође приказане на сликама 5.2 и 5.3. За корелацију (3.90) средње квадратно одступање у односу на (5.22) износи $SD = 24.7\%$, док је за корелацију (3.92) $SD = 10.4\%$.



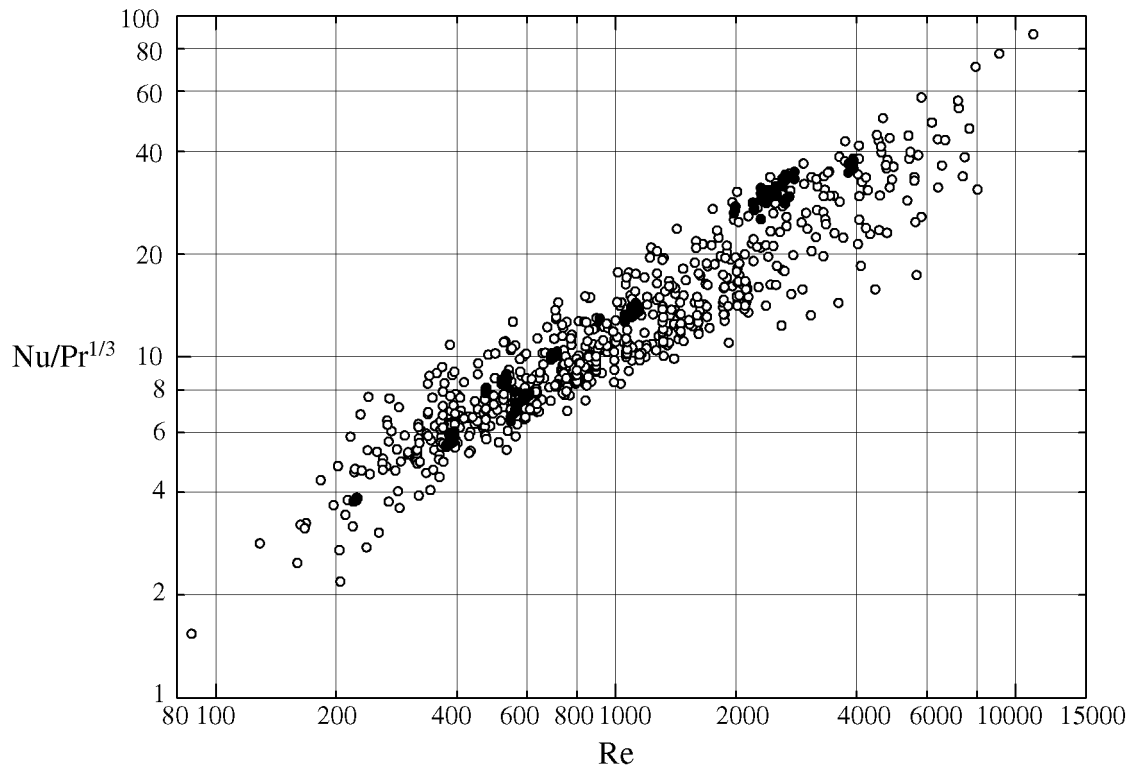
Слика 5.2 Корелација (5.22) и експериментални подаци



Слика 5.3 Корелационо поље једначине (5.22) у односу на измерене вредности

5.3 АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА МЕРЕЊА ИНТЕНЗИТЕТА ПРЕЛАЗА ТОПЛОТЕ ПРИ СТРУЈАЊУ ВАЗДУХА ПРЕКО ЦЕВНОГ СНОПА СА ЛАМЕЛАСТИМ ОРЕБРЕЊЕМ

На дијаграму на слици 5.4 приказане су вредности Нуселтовог броја у функцији Рејнолдсовог броја за све анализиране радне режиме.



Слика 5.4 Коефицијента отпора струјању у функцији Рејнолдсовог броја

Као и у случају коефицијент отпора струјању усвојен је општи облик корелације

$$Nu = \left(A + B \cdot Re^C \right) \cdot \left(\frac{s_v}{s_{mr}} \right)^D \cdot \left(\frac{s_t}{s_l} \right)^E \quad (5.23)$$

Параметри у корелацији (5.23) су одређени методом најмањих квадрата, и уз статистичке показатеље (SD и KO), приказани су у табели 5.4.

За разлику од коефицијента отпора, у случају прелаза топлоте параметар A нема значајнијег утицаја у корелацији (5.23). Како ни у овом случају однос (s_{pop}/s_{pod}) нема нарочитог утицаја, усвојена је следећа корелација

$$Nu = 0.76 \cdot Re^{0.57} \cdot \left(\frac{s_v}{s_{v,mr}} \right)^{-0.44} \quad (5.24)$$

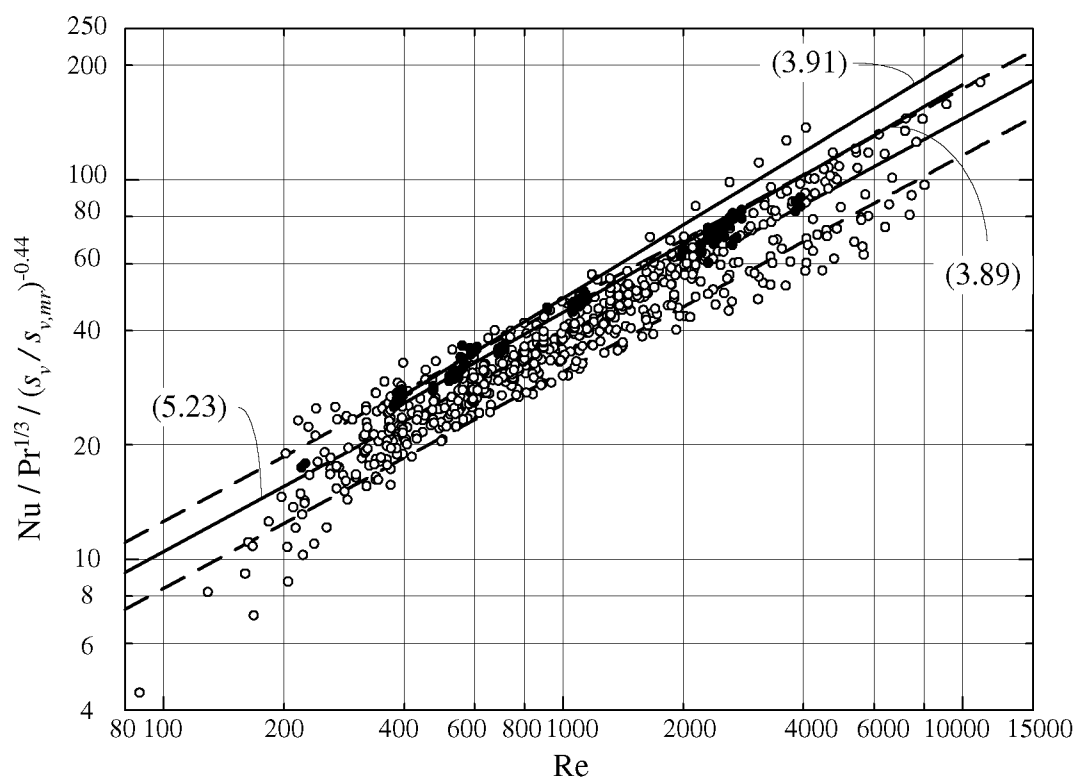
Табела 5.4 Параметри за корелацију (5.23)

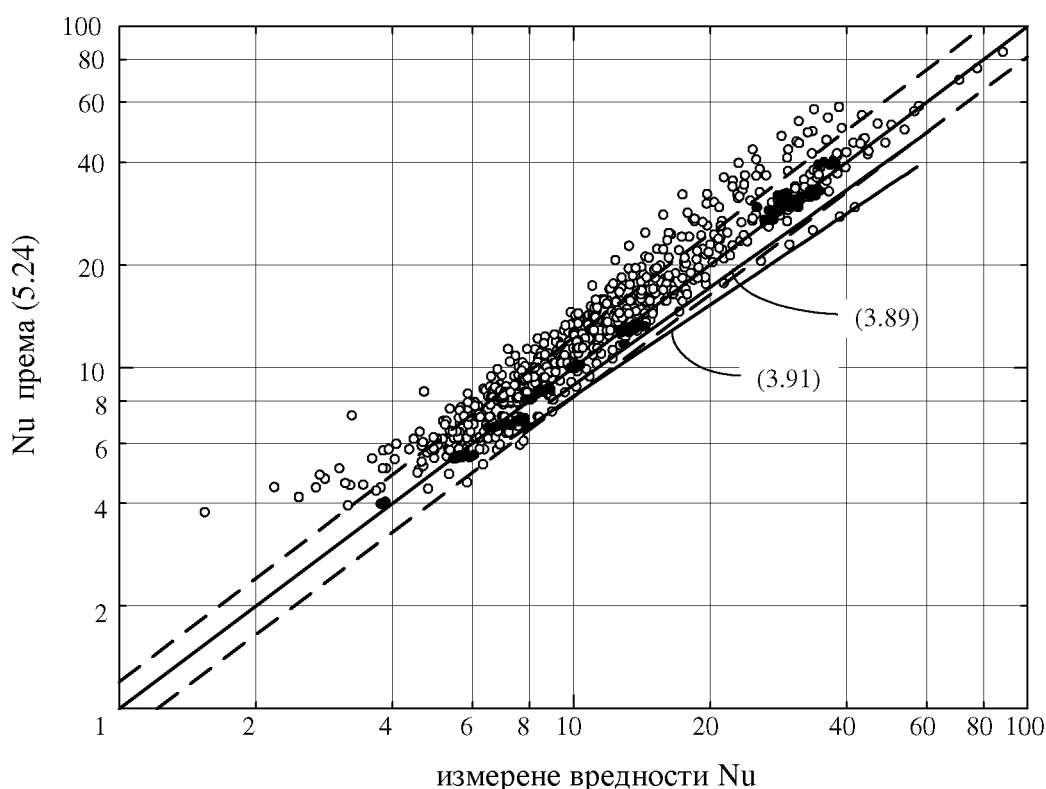
<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>SD, %</i>	<i>KO, %</i>
-5.2	1.44	0.5	-0.47	0.39	16.2	96.2
-2.04	0.93	0.55	-0.44	0	16.3	95.9
0	0.91	0.55	-0.47	0.38	17.3	96.2
0	0.76	0.57	-0.44	0	16.8	95.9

На дијаграму на слици 5.5 приказана је корелација (5.24) у односу на све расположиве податке о коефицијенту прелаза топлоте, а на слици 5.6 дато је корелационо поље једначине (5.24). Испрекидане линије на сликама 5.5 и 5.6 представљају корелационо поље у опсегу од $\pm 20\%$ у односу на (5.24).

Корелације (3.89) и (3.91) Кејса и Ландона су такође приказане на сликама 5.5 и 5.6. Средња квадратна одступања у односу на (5.24) су следећа:

- $SD = 16.5\%$ за корелацију (3.89);
- $SD = 27.7\%$ за корелацију (3.91).

**Слика 5.5** Корелација (5.24) и експериментални подаци



Слика 5.6 Корелационо поље једначине (5.24) у односу на измерене вредности

5.4 ДИСКУСИЈА О РЕЗУЛТАТИМА

Уколико се посматрају резултати истраживања објављени у доступној литератури може се закључити да је дуги низ година доминирао приступ приказивања експерименталних података на дијаграмима за појединачне типове оребрења. Први покушаји објашњења укупних феномена транспорта се јављају средином 70-их година прошлог века у форми првих корелација. Ове корелације су, пратећи рад Кејса и Ландона [33] базиране на карактеристичној брзини и еквивалентном пречнику у најужем пресеку међуцевног простора. Рич [37] је једини покушао да одступи од овог приступа уводећи подужни корак као карактеристичну дужину, али његов рад није оставио трага.

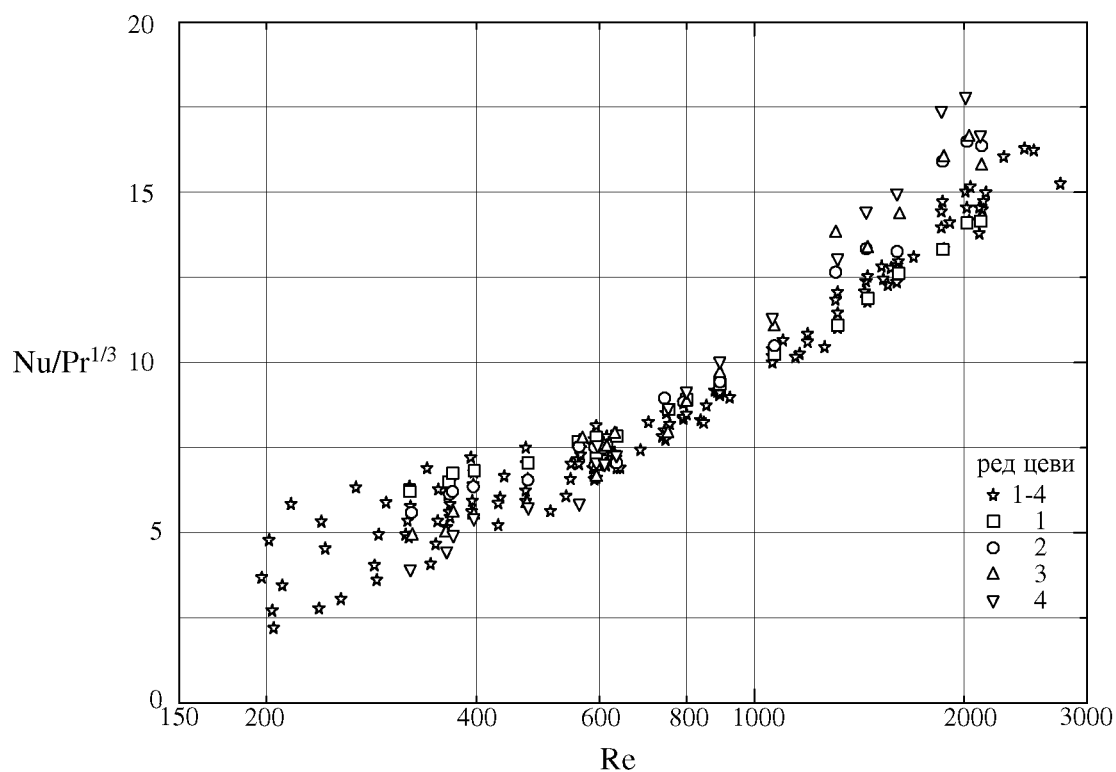
Више истраживача је покушало да на бази Кејсовог и Ландоновог приступа установи додатне односе геометријских параметара ради установљавања јединствене корелације за различите оребрене цевне снопове. Тако се појавио низ геометријских односа као што су (s_t / s_l) , (δ_r / d_{kor}) и тако даље. Ни један од ових односа није дао већу општост критеријалним једначинама, већ је довео до следећег отвореног питања о

утицају позиције реда цеви унутар цевног снопа на коефицијент отпора струјању и коефицијент прелаза топлоте. Рич [37] је мерећи коефицијент прелаза топлоте за један по један ред цеви у снопу дошао до закључка да постоји „укрштање“ линија и то је представио одговарајућим дијаграмом. У координатно систему који је успостављен у овој дисертацији његови подаци су дати на слици 5.7.

У оквиру истраживања везаних за ову дисертацију је уочено да једноставни односи дужина не могу да обухвате на адекватан начин геометријске параметре. Нпр. код обе корелације (5.21) и (5.23) показано је да однос (s_t / s_l) нема нарочитог утицаја.

Због тога је примењен комплекснији однос $(s_v / s_{v,mr})$, јер он укључује све геометријске параметре оребреног снопа у јединствен израз, а даје и однос два основна случаја у области транспортних феномена: транспорт при струјању преко равне плоче и транспорт у случају попречног наструјавања цеви.

Друга два параметра од значаја, која су примењена у овој дисертацији су стварни хидраулички пречник и брзина струјања кроз порозни пресек размењивача. Применом ова два параметра је постигнуто даље побољшање приступа проблему, јер је физички смисао ове две величине потпуно јасан и као такав је нашао бројне примене код дифузионих колона (са испуном и других), флуидизације, итд.



Слика 5.7 Нуселтов број у функцији Рејнолдсовог броја према [37] за размењивач са 4 реда цеви – сваки ред цеви је мерен одвојено, а затим сви заједно

Третирајући проблем на овај начин, дошло се до закључка да положај реда цеви унутар снопа нема значајан утицај на коефицијенте отпора и прелаза топлоте. Ово је јасно приказано корелацијама из одељака 5.2 и 5.3 и представља значајно олакшање у односу на постојеће ставове из отворене литартуре.

У вези корелисања података из одељака 5.2 и 5.3 ваља приметити и следеће. При малим Рејнолдсовим бројевима ($Re < 200$) долази до већег расипања измерених вредности, поготово у случају транспорта топлоте. То може бити последица веће релативне грешке, основно мање прецизности самих мерења при малим брзинама струјања. Са друге стране експериментални подаци који су коришћени у дисертацији потичу од мерења пада притиска „на хладно“ и „на топло“, односно мерења која се обављају без размене топлоте и са разменом топлоте. То значи да је при мањим Рејнолдсовим бројевима за очекивати додатни утицај природне конвекције на отпоре струјању, што је веома тешко описати критеријалним једначинама, а јасно је уочљиво на сликама 5.2 и 5.5 у области $Re < 200$. Упркос овим сазнањима, може се констатовати да су корелације из одељака 5.2 и 5.3 примењиве за практичне проблеме са прецизношћу која до сада у литератури није била достигнута.

5.5 ПРОРАЧУНСКА ПРОЦЕДУРА ЗА ИЗРАЧУНАВАЊЕ ПАДА ПРИТИСКА И КОЕФИЦИЈЕНТА ПРЕЛАЗА ТОПЛОТЕ

Следећи закључци се могу извести на бази изложене анализе. Укупни број експерименталних радних режима је 714 за анализу коефицијента отпора струјању и 802 за анализу коефицијента прелаза топлоте у опсегу $Re = 87 \div 11200$. Опсег конструкционих параметара размењивача топлоте са ламеластим ребрима је приказан у табели 5.1.

На основу статистичких параметара могу се препоручити следеће једначине:

- једначина (5.22) за израчунавање коефицијента прелаза топлоте;
- једначина (5.24) за израчунавање коефицијента отпора струјању.

6 ЗАКЉУЧНА РАЗМАТРАЊА

Цевни размењивачи топлоте су апарати који заокупљају пажњу инжењера и научника дуже од два века. У данашње време произвођачи ове врсте апарата и истраживачки тимови који раде у овој области, посвећују посебну пажњу, са једне стране, смањењу димензија апарата, кроз повећање интензитета размене топлоте, а са друге стране се истражују могућности за смањење утрошка енергије за рад апарата.

Једна од институција на којој се спровode истраживања радних параметара (флуидодинамички параметри и топлотне перформансе) различитих врста размењивача топлоте је Машински факултет Универзитета у Београду, где се на Катедри за процесну технику дуже од тридесет година врше оваква истраживања. Циљ ових истраживања је прикупљање и анализа података који омогућују правилан избор и димензионисање размењивача топлоте.

Истраживања, изложена у овој дисертацији, су спроведена на размењивачима топлоте са цевима оребреним ламеластим ребрима. Преглед литературе је показао да, без обзира на дуг период индустријске примене, и у данашње време постоји веома значајан интерес научних и индустријских центара за ову врсту ових апарата. Литературни извори који обрађују ову област нису тако бројни, поготово нису бројни извори који дају низ функционалне везе између карактеристичних параметара ради израчунавања отпора струјању и интензитета размене топлоте. Корелације које се срећу у литератури су у највећем броју случајева дате без одговарајуће (макар и упрошћене) теоријске подлоге, тако да су презентирани резултати испитивања применљиви најчешће само за инсталације и размењиваче на којима је испитивање вршено. Применљивост ових резултата за другачија постројења је практично врло ограничена.

Ради утврђивања поузданих једначина којима би се рад размењивача топлоте са ламеластим ребрима могао описати, спроведена су следећа истраживања:

- математичко моделирање ради утврђивања параметара од значаја (бездимензионих бројева потребних за примену теорије сличности, као и других параметара потребних за опис рада предметних апарата);
- експериментална истраживања радних параметара на физичком моделима;

- статистичка анализа резултата истраживања и њихово уопштавање помоћу усвојених математичких модела.

Експериментални рад је спроведен на три размењивача топлоте са оребреним цевима индустријских размера. Основне карактеристике експерименталног рада су дате у поглављу 4. Попречни пресек апарата (360 x 360 mm), број редова цеви (3 и 4) и карактеристике оребрења цеви су изабране тако да се добијају референтни резултати који су упоредиви са резултатима других истраживача Протоци радних флуида су варијани у опсегу протока радних флуида који захтевају апарати индустријског типа.

У склопу анализе експериментално добијених података проверени су наводи из релевантних литературних извора и извршена је комплетна статистичка анализа сопственим мерења, али и мерења која су објављена у неколико литературних извора.

На основу ових истраживања утврђена је прорачунска процедура која се са успехом може користити за димензионисање нових размењивача топлоте, као и за контролне прорачуне постојећих размењивача са ламеластим ребрима. У поглављу 5 је препоручена једначине (5.22) за израчунавање отпора струјању

$$\xi = \left(0.32 + \frac{170}{\text{Re}^{0.9}} \right) \cdot \left(\frac{s_v}{s_{v,mr}} \right)^{-0.77} \quad (5.22)$$

са средњим квадратним одступањем $SD = 17.9\%$ и корелационим односом $KO = 90.7\%$, као и једначина (5.24) за прорачун коефицијента прелаза топлоте

$$\text{Nu} = 0.76 \cdot \text{Re}^{0.57} \cdot \left(\frac{s_v}{s_{v,mr}} \right)^{-0.44} \quad (5.24)$$

са средњим квадратним одступањем $SD = 16.8\%$ и корелационим односом $KO = 95.9\%$.

Оригинални допринос проучавању проблематике везане за цевне размењиваче топлоте са ламеластим ребрима, изложен у овој дисертацији, представља следеће:

- извршена је теоријска анализа ради свођења броја утицајних величина на минималну прихватљиву меру;
- извршена је анализа сопствених експерименталних резултата и експерименталних резултата других аутора из различитих литературних извора;
- добијене су оригиналне једначине које се могу са сигурношћу користити у инжењерској пракси.

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] Генић С., Јаћимовић Б., Јарић М., Будимир Н., Својства процесних флуида, Савез машинских и електротехничких инжењера и техничара Србије, Београд, 2014.
- [8] Томић М., Петровић С.: Мотори са унутрашњим сагоревањем, Машински факултет, Београд, 1994.
- [9] Heywood J., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988.
- [10] 9FBD033C1C7BAE58BD90131BB8ABC4F253E91785_large
- [11] Air-Cooled Aircraft Engine Cylinders An Evolutionary Odyssey by George Genevro
- [12] F6L912_913_Air_Cooling_Diesel_Engin
- [13] Луканин В. Н.: Двигатели внутреннего сгорания, Москва, 1985.
- [14] [http://sr.wikipedia.org/oto motor \(BMW\)](http://sr.wikipedia.org/oto_motor_(BMW))
- [15] Овсянников М. К., Петухов В. А.: Дизели в пропульсивном комплексе морских судов, Издательство Судостроение, 1987.
- [16] Krcan D., Jeras D.: Laki motori, Zagreb, 1979.
- [17] Your Cooling System by M. Schultzer
- [18] Kraut B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga, Zagreb, 1988.
- [19] <http://www.carparts.com/classroom/coolingsystem.htm>
- [20] Caterpillar 3000 Series Installation Manual PDF <http://www.largemanual.com/terms-ownermanual/caterpillar-3000-series-installation-manual-pdf/>
- [21] <http://jeromeo.hubpages.com/Radiator-Cap>
- [22] Autolab9.pdf
- [23] http://www.prometna-zona.com/autodijelovi-030_hladnjak_i_pumpa_za_vodu.html
- [24] <http://www.webmarket.com/search/images?q=Cooling%20System%20Diagram&qlnk=true>
- [25] Сервисно упутство, Застава 101, Крагујевац
- [26] Јаћимовић Б., Генић С., Дифузионе операције и апарати Део 1: Основи транспорта супстанције, Машински факултет, Београд, 2007.
- [27] Јаћимовић, Б., Генић, С., Принципи моделирања у процесној техници, Скрипта за докторске студије, Машински факултет, Београд, 2005.
- [28] <http://www.germantrucks.ru/truck/75/>
- [29] Mahulikar S. P., Herwig H., Fluid friction in incompressible laminar convection: Reynolds' analogy revisited for variable fluid properties, The European Physical Journal B, vol. 62, pp. 77–86, 2008.

-
- [30] 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.
- [31] Lapple C. E., Shepherd C. B., Calculation of particle trajectories, *Ind. Eng. Chem.*, vol. 32, pp. 605, 1940.
- [32] 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.
- [33] Kays W. M., London A. L., *Compact Heat Exchangers*, National Press, Palo Alto, 1955.
- [34] McQuiston F., Tree, D. R., Heat Transfer and Flow Friction Data for Two Fin-Tube Surfaces, *J. Heat Transfer*, Vol. 93, pp. 249-250, 1971.
- [35] Rich D. G., The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multirow, smooth plate fin-and-tube heat exchangers, *ASHARE Trans.*, vol. 79, no. 2, pp. 135-145, 1973.
- [36] Taylor C., Measurement of finned-tube heat exchanger performance, MSc Thesis, Georgia Institute of Technology, 2004.
- [37] Rich D. G., The effect of the number of tubes rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers, *ASHRAE Trans.*, vol. 81, no. 1, pp. 307-317, 1975.
- [38] 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.
- [39] 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.
- [40] 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.
- [41] 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.
- [42] EN 305: 1997 Heat exchangers - Definitions of performance of heat exchangers and the general test procedure for establishing performance of all heat exchangers
- [43] EN 306: 1997 Heat exchangers - Methods of measuring the parameters for establishing performance
- [44] EN 307: 1997 Heat exchangers - Guidelines for preparing installation, operating and maintenance instructions required to maintain the performance of each type of heat exchanger
- [45] EN 1148: 1997 Heat exchangers – Water to water heat exchangers for district heating – Test procedure for establishing the performance data
- [46] Генић, С., Јаћимовић, Б., Јарић, М., Будимир, Н., Испитивање гарантованих перформанси размењивача топлоте ИТН 58 произвођача Кирка-Сури из Београда уграђеног у топлани Вождовац у Београду, евиденциони број И07.05-77/2008, Иновациони центар Машинског факултета у Београду, Београд, новембар 2008.
- [47] Генић, С., Јаћимовић, Б., Будимир, Н., Јарић, М., Испитивање гарантованих перформанси размењивача топлоте ИТН 58 произвођача Кирка-Сури из Београда уграђеног у топлани Коњарник у Београду, евиденциони број И07.05-47/2007, Иновациони центар Машинског факултета у Београду, Београд, децембар 2007.

-
- [48] SRPS EN ISO 5167-2:2012 Мерење протока флуида помоћу уређаја са диференцијалним притиском уграђених у цевоводе кружног попречног притиска - Део 2: Мерне бленде
- [49] Генић С., Јаћимовић Б., Будимир Н., Јарић М., Гаранцијска испитивања топлотних перформанси и пада притиска размењивача топлоте, Термотехника 2008.
- [50] Abu-Madi M., Johns R. A., Heikal M. R., Performance characteristics correlation for round tube and plate fin heat exchangers, International Journal of Refrigeration, vol. 21, no. 7, pp. 507-517, 1998.
- [51] Ergun S., Fluid flow through packed columns, Chemical Engineering Progress, vol. 2, pp. 89-94, 1952.
- [52] Шашић М.: Транспорт флуида и чврстих материјала цевима, Научна књига, Београд, 1990.
- [53] Јаћимовић Б., Генић С., Латиновић Б., Research on the air pressure drop in plate finned tube heat exchangers, International Journal of Refrigeration, vol. 29, no. 7, pp. 1138-1143, 2006.
- [54] Генић С., Јаћимовић Б., Латиновић Б., Research on air pressure drop in helically-finned tube heat exchangers, Applied Thermal Engineering, vol.26, no. 5-6, pp. 478-485, 2006.

8 ПРИЛОЗИ

8.1 РЕЗУЛТАТИ МЕРЕЊА ПЕРФОРМАНСИ РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ СА ЛАМЕЛАСТИМ РЕБРИМА

Коришћене ознаке:

- $V_2, \text{m}^3/\text{s}$, измерени запремински проток ваздуха;
- $w_{kan}, \text{m/s}$, брзина ваудуха сведена на попречни пресек струјног канала;
- $\Delta p_2, \text{Pa}$, измерени пад притиска на размењивачу топлоте;
- $\dot{m}_1, \text{kg/s}$, масени проток топлијег флуида (вода);
- $t_{1p}, ^\circ\text{C}$, температура топлијег флуида на улазу;
- $t_{1k}, ^\circ\text{C}$, температура топлијег флуида на излазу;
- $\dot{m}_2, \text{kg/s}$, масени проток хладнијег флуида (ваздух);
- $t_{2p}, ^\circ\text{C}$, температура ваздуха на улазу;
- $t_{2k}, ^\circ\text{C}$, температура ваздуха на излазу.

Резултати мерења пада притиска

RT	$V_2, \text{m}^3/\text{s}$	$V_2, \text{m}^3/\text{h}$	$w_{kan}, \text{m/s}$	$\Delta p_2, \text{Pa}$
1	0.0565	203	0.436	8.8
1	0.0562	202	0.433	7.8
1	0.0860	309	0.663	13.2
1	0.1100	396	0.849	18.6
1	0.1101	396	0.849	17.6
1	0.1276	459	0.985	20.6
1	0.1276	459	0.985	20.6
1	0.1412	508	1.089	24.5
1	0.1412	508	1.089	23.5
1	0.1585	570	1.223	25.0
1	0.1585	570	1.223	26.4
1	0.1813	653	1.399	31.3
1	0.1813	653	1.399	30.8
1	0.1910	687	1.473	32.3
1	0.1910	687	1.473	32.3
1	0.2039	734	1.573	35.2
1	0.2039	734	1.573	35.2
1	0.2161	778	1.667	38.2
1	0.2161	778	1.667	36.2
1	0.2276	819	1.756	39.1
1	0.2276	819	1.756	41.1
1	0.2438	878	1.881	42.6
1	0.2438	878	1.881	43.1
1	0.2608	939	2.012	46.0
1	0.2608	939	2.012	47.0
1	0.2794	1006	2.156	49.9
1	0.2794	1006	2.156	48.9
1	0.2959	1065	2.283	54.8
1	0.2959	1065	2.283	55.8

RT	$V_2, \text{m}^3/\text{s}$	$V_2, \text{m}^3/\text{h}$	$w_{kan}, \text{m/s}$	$\Delta p_2, \text{Pa}$
1	0.3082	1110	2.378	58.7
1	0.3082	1110	2.378	55.8
1	0.3193	1150	2.464	57.7
1	0.3193	1150	2.464	61.7
1	0.3307	1191	2.552	64.6
1	0.3307	1191	2.552	61.7
1	0.3416	1230	2.636	65.6
1	0.3416	1230	2.636	70.5
1	0.3494	1258	2.696	71.9
1	0.3494	1258	2.696	69.5
1	0.3577	1288	2.760	72.4
1	0.3577	1288	2.760	76.3
1	0.3718	1338	2.868	77.8
1	0.3718	1338	2.868	76.3
1	0.3807	1371	2.938	79.3
1	0.3807	1371	2.938	82.2
1	0.3881	1397	2.995	83.7
1	0.3881	1397	2.995	80.3
1	0.3992	1437	3.080	84.2
1	0.3992	1437	3.080	88.1
1	0.4081	1469	3.149	89.6
1	0.4081	1469	3.149	86.1
1	0.4212	1516	3.250	91.0
1	0.4212	1516	3.250	95.4
1	0.4300	1548	3.318	96.9
1	0.4300	1548	3.318	94.0
1	0.4376	1575	3.376	97.9
1	0.4376	1575	3.376	101.3
1	0.4422	1592	3.412	102.8
1	0.4422	1592	3.412	98.8

RT	$V_2, \text{m}^3/\text{s}$	$V_2, \text{m}^3/\text{h}$	$w_{kan}, \text{m/s}$	$\Delta p_2, \text{Pa}$
1	0.4533	1632	3.497	102.8
1	0.4533	1632	3.497	108.6
2	0.0563	203	0.435	3.9
2	0.0691	249	0.533	8.8
2	0.1335	481	1.030	11.7
2	0.1534	552	1.183	15.7
2	0.1534	552	1.183	14.7
2	0.1768	637	1.364	16.1
2	0.1854	667	1.430	17.6
2	0.1868	672	1.441	19.6
2	0.1868	672	1.441	19.1
2	0.2111	760	1.629	21.5
2	0.2107	759	1.626	22.0
2	0.2160	778	1.667	25.4
2	0.2160	778	1.667	23.5
2	0.2230	803	1.721	25.0
2	0.2230	803	1.721	26.4
2	0.2320	835	1.790	28.4
2	0.2320	835	1.790	26.4
2	0.2488	896	1.920	27.9
2	0.2488	896	1.920	30.3
2	0.2646	953	2.042	34.3
2	0.2646	953	2.042	33.8
2	0.2711	976	2.092	35.2
2	0.2711	976	2.092	34.3
2	0.2776	999	2.142	35.2
2	0.2776	999	2.142	36.7
2	0.2899	1043	2.237	36.7
2	0.2899	1044	2.237	36.2
2	0.3058	1101	2.359	40.1

RT	$V_2, \text{m}^3/\text{s}$	$V_2, \text{m}^3/\text{h}$	$w_{kan}, \text{m/s}$	$\Delta p_2, \text{Pa}$
2	0.3058	1101	2.359	41.1
2	0.3145	1132	2.427	42.6
2	0.3145	1132	2.427	43.1
2	0.3299	1188	2.545	46.0
2	0.3299	1188	2.545	47.0
2	0.3402	1225	2.625	48.4
2	0.3402	1225	2.625	46.0
2	0.3556	1280	2.744	51.9
2	0.3556	1280	2.744	52.8
2	0.3723	1340	2.873	55.8
2	0.3723	1340	2.873	55.8
2	0.3887	1399	2.999	61.7
2	0.3887	1399	2.999	60.2
2	0.4014	1445	3.097	63.1
2	0.4014	1445	3.097	62.6
2	0.4136	1489	3.191	65.6
2	0.4136	1489	3.191	67.5
2	0.4270	1537	3.295	69.0
2	0.4270	1537	3.295	68.5
2	0.4374	1575	3.375	74.4
2	0.4374	1575	3.375	74.9
2	0.4541	1635	3.504	79.3
2	0.4541	1635	3.504	77.3
3	0.0721	260	0.556	2.0
3	0.1023	368	0.789	2.9
3	0.1023	368	0.789	2.9
3	0.1332	479	1.028	4.9
3	0.1332	480	1.028	4.4
3	0.1613	581	1.245	5.9
3	0.1613	581	1.245	5.9

RT	$V_2, \text{m}^3/\text{s}$	$V_2, \text{m}^3/\text{h}$	$w_{kan}, \text{m/s}$	$\Delta p_2, \text{Pa}$
3	0.1837	661	1.417	6.9
3	0.1837	661	1.417	7.3
3	0.2023	728	1.561	7.3
3	0.2023	728	1.561	8.8
3	0.2168	781	1.673	10.8
3	0.2169	781	1.673	10.3
3	0.2327	838	1.796	10.3
3	0.2327	838	1.796	10.8
3	0.2475	891	1.910	11.7
3	0.2475	891	1.910	11.7
3	0.2680	965	2.068	13.2
3	0.2680	965	2.068	11.7
3	0.2826	1017	2.180	14.7
3	0.2826	1017	2.180	14.7
3	0.2931	1055	2.261	14.7
3	0.2931	1055	2.261	14.7
3	0.3095	1114	2.388	16.6
3	0.3095	1114	2.388	17.6
3	0.3267	1176	2.521	19.1
3	0.3267	1176	2.521	17.6
3	0.3378	1216	2.606	18.6
3	0.3378	1216	2.606	20.6
3	0.3533	1272	2.726	20.6
3	0.3533	1272	2.726	20.6
3	0.3655	1316	2.820	22.5
3	0.3655	1316	2.820	22.0
3	0.3753	1351	2.896	23.5
3	0.3753	1351	2.896	23.5
3	0.3891	1401	3.002	26.4
3	0.3891	1401	3.002	26.4

RT	$V_2, \text{m}^3/\text{s}$	$V_2, \text{m}^3/\text{h}$	$w_{kan}, \text{m/s}$	$\Delta p_2, \text{Pa}$
3	0.3977	1432	3.068	26.4
3	0.3977	1432	3.068	27.4
3	0.4070	1465	3.141	29.4
3	0.4070	1465	3.141	29.4
3	0.4186	1507	3.230	30.8
3	0.4186	1507	3.230	30.3
3	0.4324	1557	3.336	32.3
3	0.4324	1557	3.336	32.3
3	0.4437	1597	3.424	32.3
3	0.4437	1597	3.424	33.3
3	0.4542	1635	3.505	35.2
3	0.4542	1635	3.505	35.2
3	0.0859	309	0.663	9.8
3	0.1076	387	0.830	13.2
3	0.1335	480	1.030	14.7
3	0.0564	203	0.435	8.8
3	0.0944	340	0.729	10.3
3	0.0946	341	0.730	12.7

Резултати мерења топлотних перформанси

RT	$\dot{m}_1$, kg/s	t_{1p} , °C	t_{1k} , °C	$\dot{m}_2$, kg/s	t_{2p} , °C	t_{2k} , °C
1	0.532	52.2	48.5	0.429	25.5	44.7
1	0.509	52.3	48.5	0.443	25.6	44.6
1	0.532	52.2	48.5	0.443	25.5	44.7
1	0.509	52.3	48.5	0.429	25.6	44.6
1	0.532	52.2	48.5	0.436	25.5	44.7
1	0.509	52.3	48.5	0.436	25.6	44.6
1	0.495	67.8	62.5	0.413	27.6	57.5
1	0.495	67.8	62.5	0.406	27.6	57.5
1	0.510	76.4	70.1	0.409	27.9	64.4
1	0.526	76.4	70.3	0.409	28.1	64.3
1	0.510	76.4	70.1	0.409	27.9	64.4
1	0.526	76.4	70.3	0.409	28.1	64.3
1	0.475	75.9	72.6	0.167	27.9	71.6
1	0.475	75.9	72.6	0.167	27.9	71.6
1	0.496	80.4	76.9	0.171	28.3	75.9
1	0.500	73.7	69.0	0.295	28.9	66.1
1	0.520	73.5	69.0	0.283	29.1	66.0
1	0.500	73.7	69.0	0.283	28.9	66.1
1	0.520	73.5	69.0	0.295	29.1	66.0
1	0.500	73.7	69.0	0.287	28.9	66.1
1	0.520	73.5	69.0	0.287	29.1	66.0
1	0.500	73.7	69.0	0.291	28.9	66.1
1	0.520	73.5	69.0	0.291	29.1	66.0
1	0.530	72.8	68.1	0.287	28.8	65.1
1	0.568	72.5	67.8	0.296	28.8	64.9
1	0.530	72.8	68.1	0.296	28.8	65.1
1	0.568	72.5	67.8	0.288	28.8	64.9
1	0.530	72.8	68.1	0.292	28.8	65.1
1	0.568	72.5	67.8	0.292	28.8	64.9

1	0.245	69.3	58.6	0.416	28.6	51.9
1	0.238	69.4	58.6	0.416	28.4	51.7
1	0.177	66.6	56.2	0.411	28.0	49.4
1	0.197	66.5	55.9	0.429	27.8	48.9
1	0.197	66.5	55.9	0.411	27.8	48.9
2	0.552	67.4	59.2	0.486	13.2	48.6
2	0.515	66.9	58.7	0.486	13.0	48.5
2	0.442	69.2	64.3	0.236	18.5	59.4
2	0.442	69.2	64.3	0.236	18.3	59.3
2	0.464	69.6	64.6	0.209	18.3	59.7
2	0.464	69.5	64.6	0.209	18.6	59.4
2	0.464	69.6	64.6	0.229	18.3	59.7
2	0.464	69.5	64.6	0.229	18.6	59.4
2	0.464	69.6	64.6	0.236	18.3	59.7
2	0.464	69.5	64.6	0.236	18.6	59.4
2	0.516	69.9	64.9	0.235	18.9	59.6
2	0.581	66.1	60.1	0.400	20.2	52.5
2	0.580	66.2	60.2	0.400	20.4	52.7
2	0.483	63.8	57.0	0.458	17.5	47.7
2	0.494	63.8	57.0	0.458	17.4	47.7
2	0.483	63.8	57.0	0.476	17.5	47.7
2	0.494	63.8	57.0	0.476	17.4	47.7
2	0.483	63.8	57.0	0.480	17.5	47.7
2	0.494	63.8	57.0	0.480	17.4	47.7
2	0.539	64.8	57.9	0.458	17.7	48.5
2	0.454	64.5	57.5	0.458	17.6	48.5
2	0.539	64.8	57.9	0.496	17.7	48.5
2	0.539	64.8	57.9	0.475	17.7	48.5
2	0.539	64.8	57.9	0.479	17.7	48.5
2	0.495	68.5	60.5	0.485	14.3	49.7
2	0.496	68.4	60.5	0.485	14.3	49.8

2	0.495	68.5	60.5	0.497	14.3	49.7
2	0.500	68.8	62.4	0.300	13.0	54.7
2	0.495	68.5	62.4	0.300	13.0	54.7
2	0.500	68.8	62.4	0.311	13.0	54.7
2	0.495	68.5	62.4	0.311	13.0	54.7
2	0.500	68.8	62.4	0.305	13.0	54.7
2	0.495	68.5	62.4	0.305	13.0	54.7
3	0.446	72.2	68.7	0.380	27.0	43.1
3	0.397	71.4	67.7	0.423	27.1	43.0
3	0.446	72.2	68.7	0.423	27.0	43.1
3	0.397	71.4	67.7	0.380	27.1	43.0
3	0.406	67.7	64.3	0.445	27.3	41.4
3	0.408	67.6	64.1	0.445	27.2	41.3
3	0.395	65.1	61.9	0.425	27.4	40.6
3	0.476	76.5	72.2	0.444	26.5	43.8
3	0.476	76.5	72.2	0.511	26.5	43.8
3	0.457	76.5	72.3	0.444	26.5	43.8
3	0.467	75.4	71.1	0.502	26.7	43.1
3	0.467	75.4	71.1	0.537	26.7	43.1
3	0.444	75.4	71.2	0.502	26.6	42.9
3	0.420	80.7	75.7	0.484	24.4	43.8
3	0.420	80.7	75.7	0.465	24.4	43.8
3	0.430	79.9	75.1	0.381	24.0	43.3
3	0.417	79.2	74.4	0.456	23.5	43.4
3	0.430	79.9	75.1	0.455	24.0	43.3
3	0.417	79.2	74.4	0.381	23.5	43.4
3	0.394	80.6	75.7	0.484	24.2	43.5
3	0.298	88.9	83.4	0.444	24.0	46.8
3	0.332	88.1	82.9	0.510	24.5	46.5
3	0.298	88.9	83.4	0.510	24.0	46.8
3	0.332	88.1	82.9	0.444	24.5	46.5

3	0.307	80.9	75.8	0.521	24.0	43.5
3	0.317	80.4	75.4	0.512	24.1	43.3
3	0.307	80.9	75.8	0.512	24.0	43.5
3	0.317	80.4	75.4	0.521	24.1	43.3
3	0.363	80.6	75.8	0.425	23.2	43.6
3	0.369	80.6	75.8	0.456	23.0	43.5
3	0.363	80.6	75.8	0.456	23.2	43.6
3	0.369	80.6	75.8	0.425	23.0	43.5
3	0.394	80.6	75.7	0.465	24.2	43.5
3	0.444	75.4	71.2	0.538	26.6	42.9
3	0.457	76.5	72.3	0.511	26.5	43.8
3	0.400	65.1	62.1	0.425	27.2	40.4
3	0.395	65.1	61.9	0.484	27.4	40.6
3	0.400	65.1	62.1	0.484	27.2	40.4
3	0.408	67.6	64.1	0.484	27.2	41.3
3	0.406	67.7	64.3	0.484	27.3	41.4
3	0.335	59.3	56.0	0.728	26.3	35.8
3	0.254	58.9	55.6	0.748	26.6	35.8
3	0.335	59.3	56.0	0.748	26.3	35.8
3	0.254	58.9	55.6	0.727	26.6	35.8

8.2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ ПОДАЦИ ИЗ ОТВОРЕНЕ ЛИТЕРАТУРЕ

Коришћене ознаке:

- Re , Рејнолдсов број;
- Nu , Нуселтов број;
- Pr , Прантлов број;
- ζ , коефицијент трења;
- N_{rc} , број редова цеви;
- s_r , корак ребра;
- δ_r , дебљина ребра;
- d_{kr} , пречник у корену ребра;
- s_l , подужни корак цеви;
- s_t , попречни корак цеви.

McQuiston F. C., Heat, mass and momentum transfer data for five plate-fin-tube heat transfer surfaces, ASHRAE Transactions, vol. 84, no. 1, pp. 266-293., 1978.

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	ξ	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
168	3.251	0.4388	4	6.35	0.1524	9.957	21.996	25.4
223	4.691	0.4163	4	6.35	0.1524	9.957	21.996	25.4
370	7.172	0.2724	4	6.35	0.1524	9.957	21.996	25.4
370	7.910	0.2736	4	6.35	0.1524	9.957	21.996	25.4
500	10.225	0.2572	4	6.35	0.1524	9.957	21.996	25.4
1014	17.691	0.2423	4	6.35	0.1524	9.957	21.996	25.4
707	13.728	0.2447	4	6.35	0.1524	9.957	21.996	25.4
1227	20.931	0.2351	4	6.35	0.1524	9.957	21.996	25.4
1423	23.711	0.2206	4	6.35	0.1524	9.957	21.996	25.4
1752	27.159	0.1979	4	6.35	0.1524	9.957	21.996	25.4
2011	30.461	0.2107	4	6.35	0.1524	9.957	21.996	25.4
2436	33.687	0.1933	4	6.35	0.1524	9.957	21.996	25.4
2521	32.329	0.1935	4	6.35	0.1524	9.957	21.996	25.4
87	1.543	0.6317	4	3.175	0.1524	9.957	21.996	25.4
129	2.839	0.4965	4	3.175	0.1524	9.957	21.996	25.4
183	4.355	0.3557	4	3.175	0.1524	9.957	21.996	25.4
275	6.049	0.2851	4	3.175	0.1524	9.957	21.996	25.4
386	7.667	0.2449	4	3.175	0.1524	9.957	21.996	25.4
541	9.156	0.2178	4	3.175	0.1524	9.957	21.996	25.4
776	10.848	0.1450	4	3.175	0.1524	9.957	21.996	25.4
384	6.554	0.1961	4	3.175	0.1524	9.957	21.996	25.4
383	6.781	0.1962	4	3.175	0.1524	9.957	21.996	25.4
549	8.478	0.1808	4	3.175	0.1524	9.957	21.996	25.4
543	8.830	0.1778	4	3.175	0.1524	9.957	21.996	25.4
667	10.284	0.1623	4	3.175	0.1524	9.957	21.996	25.4
772	11.337	0.1537	4	3.175	0.1524	9.957	21.996	25.4
949	12.524	0.1390	4	3.175	0.1524	9.957	21.996	25.4
1094	13.969	0.1333	4	3.175	0.1524	9.957	21.996	25.4

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	ξ	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
1330	15.552	0.1206	4	3.175	0.1524	9.957	21.996	25.4
1387	16.144	0.1180	4	3.175	0.1524	9.957	21.996	25.4
431	6.625	0.1546	4	2.54	0.1524	9.957	21.996	25.4
303	5.172	0.1732	4	2.54	0.1524	9.957	21.996	25.4
214	3.809	0.2020	4	2.54	0.1524	9.957	21.996	25.4
303	5.256	0.1736	4	2.54	0.1524	9.957	21.996	25.4
429	6.688	0.1511	4	2.54	0.1524	9.957	21.996	25.4
525	7.758	0.1415	4	2.54	0.1524	9.957	21.996	25.4
607	8.343	0.1322	4	2.54	0.1524	9.957	21.996	25.4
746	9.382	0.1205	4	2.54	0.1524	9.957	21.996	25.4
854	10.048	0.1143	4	2.54	0.1524	9.957	21.996	25.4
959	10.753	0.1081	4	2.54	0.1524	9.957	21.996	25.4
1043	11.092	0.1070	4	2.54	0.1524	9.957	21.996	25.4
951	10.777	0.1070	4	2.54	0.1524	9.957	21.996	25.4
857	9.982	0.1152	4	2.54	0.1524	9.957	21.996	25.4
744	9.388	0.1206	4	2.54	0.1524	9.957	21.996	25.4
608	8.348	0.1340	4	2.54	0.1524	9.957	21.996	25.4
522	7.566	0.1395	4	2.54	0.1524	9.957	21.996	25.4
637	8.491	0.1179	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
738	9.210	0.1108	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
909	10.593	0.1018	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
911	10.473	0.1022	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
752	9.375	0.1093	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
647	8.736	0.1170	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
525	7.115	0.1319	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
452	7.029	0.1345	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
379	6.333	0.1576	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
262	5.038	0.1877	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
163	3.223	0.2622	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
383	6.324	0.1529	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	ξ	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
526	7.663	0.1307	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
525	7.486	0.1213	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
645	8.669	0.0596	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
738	9.474	0.1112	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
901	10.573	0.0985	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
1000	11.065	0.0934	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
910	10.867	0.0979	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
744	9.547	0.1085	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
647	8.999	0.1163	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
526	7.786	0.1281	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
468	6.849	0.1335	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
367	6.122	0.1557	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
261	4.876	0.1897	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
167	3.146	0.2754	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
372	6.334	0.1575	4	2.1167	0.1524	9.957	21.996	25.4
454	6.482	0.1154	4	1.8143	0.1524	9.957	21.996	25.4
554	7.354	0.1068	4	1.8143	0.1524	9.957	21.996	25.4
636	7.818	0.0956	4	1.8143	0.1524	9.957	21.996	25.4
712	8.350	0.0887	4	1.8143	0.1524	9.957	21.996	25.4
774	8.708	0.0863	4	1.8143	0.1524	9.957	21.996	25.4
807	8.778	0.0830	4	1.8143	0.1524	9.957	21.996	25.4
774	8.642	0.0854	4	1.8143	0.1524	9.957	21.996	25.4
708	8.190	0.0893	4	1.8143	0.1524	9.957	21.996	25.4
633	7.773	0.0963	4	1.8143	0.1524	9.957	21.996	25.4
552	7.285	0.1034	4	1.8143	0.1524	9.957	21.996	25.4
451	6.476	0.1145	4	1.8143	0.1524	9.957	21.996	25.4
391	5.930	0.1225	4	1.8143	0.1524	9.957	21.996	25.4
319	5.171	0.1402	4	1.8143	0.1524	9.957	21.996	25.4
225	3.871	0.1681	4	1.8143	0.1524	9.957	21.996	25.4
160	2.486	0.1971	4	1.8143	0.1524	9.957	21.996	25.4

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	ξ	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
225	3.804	0.1682	4	1.8143	0.1524	9.957	21.996	25.4
318	5.194	0.1405	4	1.8143	0.1524	9.957	21.996	25.4
386	5.995	0.1220	4	1.8143	0.1524	9.957	21.996	25.4

McQuiston F., Tree, D. R., Heat Transfer and Flow Friction Data for Two Fin-Tube Surfaces, Journal of Heat Transfer, Vol. 93, pp. 249-250, 1971.

Re	Nu/Pr ^{1/3}	ζ	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
327	6.059	0.1299	više	1.7763	0.1651	10.338	17.577	20.32
445	7.415	0.1084	više	1.7763	0.1651	10.338	17.577	20.32
582	8.791	0.0925	više	1.7763	0.1651	10.338	17.577	20.32
718	10.063	0.0865	više	1.7763	0.1651	10.338	17.577	20.32
851	11.132	0.0812	više	1.7763	0.1651	10.338	17.577	20.32
956	12.148	0.0767	više	1.7763	0.1651	10.338	17.577	20.32
1100	13.310	0.0740	više	1.7763	0.1651	10.338	17.577	20.32
1200	14.239	0.0702	više	1.7763	0.1651	10.338	17.577	20.32
1290	14.966	0.0687	više	1.7763	0.1651	10.338	17.577	20.32
1410	15.897	0.0672	više	1.7763	0.1651	10.338	17.577	20.32
1500	16.795	0.0657	više	1.7763	0.1651	10.338	17.577	20.32
1615	17.555	0.0653	više	1.7763	0.1651	10.338	17.577	20.32
1770	18.688	0.0623	više	1.7763	0.1651	10.338	17.577	20.32
1880	19.527	0.0604	više	1.7763	0.1651	10.338	17.577	20.32
1995	19.542	0.0585	više	1.7763	0.1651	10.338	17.577	20.32
2105	19.995	0.0585	više	1.7763	0.1651	10.338	17.577	20.32
2255	21.034	0.0574	više	1.7763	0.1651	10.338	17.577	20.32
2375	21.229	0.0574	više	1.7763	0.1651	10.338	17.577	20.32
865	14.952	0.1224	više	3.175	0.1651	10.338	17.577	20.32
1125	17.519	0.1171	više	3.175	0.1651	10.338	17.577	20.32
1310	19.258	0.1129	više	3.175	0.1651	10.338	17.577	20.32
1590	21.813	0.1080	više	3.175	0.1651	10.338	17.577	20.32
1795	23.452	0.1065	više	3.175	0.1651	10.338	17.577	20.32
1975	25.219	0.1035	više	3.175	0.1651	10.338	17.577	20.32
2270	27.360	0.1008	više	3.175	0.1651	10.338	17.577	20.32
2495	28.984	0.0982	više	3.175	0.1651	10.338	17.577	20.32
2740	30.721	0.0955	više	3.175	0.1651	10.338	17.577	20.32
2965	32.181	0.0955	više	3.175	0.1651	10.338	17.577	20.32

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	ξ	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
3175	33.225	0.0929	više	3.175	0.1651	10.338	17.577	20.32
3325	33.811	0.0925	više	3.175	0.1651	10.338	17.577	20.32
3420	34.990	0.0903	više	3.175	0.1651	10.338	17.577	20.32
3745	37.441	0.0906	više	3.175	0.1651	10.338	17.577	20.32
3935	38.114	0.0861	više	3.175	0.1651	10.338	17.577	20.32
4065	38.045	0.0827	više	3.175	0.1651	10.338	17.577	20.32
4545	43.174	0.0793	više	3.175	0.1651	10.338	17.577	20.32
4615	41.395	0.0835	više	3.175	0.1651	10.338	17.577	20.32
4845	43.836	0.0801	više	3.175	0.1651	10.338	17.577	20.32

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, no. 11, pp. 963-972, 2001.

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	ξ	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
409	7.592	0.1107	1	2.584	0.18	16.9	34.5	40
472	7.598	0.1022	1	2.584	0.18	16.9	34.5	40
537	8.324	0.1003	1	2.584	0.18	16.9	34.5	40
634	8.856	0.0924	1	2.584	0.18	16.9	34.5	40
732	9.133	0.0890	1	2.584	0.18	16.9	34.5	40
812	9.585	0.0787	1	2.584	0.18	16.9	34.5	40
861	10.163	0.0854	1	2.584	0.18	16.9	34.5	40
958	10.461	0.0811	1	2.584	0.18	16.9	34.5	40
1090	10.780	0.0793	1	2.584	0.18	16.9	34.5	40
1280	11.527	0.0711	1	2.584	0.18	16.9	34.5	40
1405	12.408	0.0680	1	2.584	0.18	16.9	34.5	40
1630	13.710	0.0598	1	2.584	0.18	16.9	34.5	40
370	6.430	0.1040	2	2.584	0.18	16.9	34.5	40
410	6.948	0.1052	2	2.584	0.18	16.9	34.5	40
479	7.286	0.0994	2	2.584	0.18	16.9	34.5	40
566	7.888	0.0930	2	2.584	0.18	16.9	34.5	40
663	8.672	0.0927	2	2.584	0.18	16.9	34.5	40
736	8.762	0.0842	2	2.584	0.18	16.9	34.5	40
840	9.343	0.0808	2	2.584	0.18	16.9	34.5	40
952	10.349	0.0814	2	2.584	0.18	16.9	34.5	40
990	10.331	0.0765	2	2.584	0.18	16.9	34.5	40
1065	10.733	0.0747	2	2.584	0.18	16.9	34.5	40
1350	11.864	0.0631	2	2.584	0.18	16.9	34.5	40
1590	12.404	0.0595	2	2.584	0.18	16.9	34.5	40
445	6.362	0.0936	3	2.584	0.18	16.9	34.5	40
493	6.814	0.0918	3	2.584	0.18	16.9	34.5	40
585	7.533	0.0900	3	2.584	0.18	16.9	34.5	40

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	ξ	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
682	8.144	0.0829	3	2.584	0.18	16.9	34.5	40
724	8.593	0.0833	3	2.584	0.18	16.9	34.5	40
803	8.769	0.0817	3	2.584	0.18	16.9	34.5	40
884	9.179	0.0765	3	2.584	0.18	16.9	34.5	40
994	9.783	0.0747	3	2.584	0.18	16.9	34.5	40
1145	10.825	0.0674	3	2.584	0.18	16.9	34.5	40
1235	10.907	0.0683	3	2.584	0.18	16.9	34.5	40
1610	11.907	0.0561	3	2.584	0.18	16.9	34.5	40
402	5.590	0.0973	4	2.584	0.18	16.9	34.5	40
467	6.163	0.0878	4	2.584	0.18	16.9	34.5	40
546	6.968	0.0857	4	2.584	0.18	16.9	34.5	40
654	7.483	0.0808	4	2.584	0.18	16.9	34.5	40
743	7.839	0.0741	4	2.584	0.18	16.9	34.5	40
805	8.458	0.0750	4	2.584	0.18	16.9	34.5	40
869	8.456	0.0778	4	2.584	0.18	16.9	34.5	40
993	9.159	0.0692	4	2.584	0.18	16.9	34.5	40
1080	9.083	0.0646	4	2.584	0.18	16.9	34.5	40
1190	10.009	0.0665	4	2.584	0.18	16.9	34.5	40
1360	11.005	0.0619	4	2.584	0.18	16.9	34.5	40
1435	11.258	0.0607	4	2.584	0.18	16.9	34.5	40
1480	11.117	0.0601	4	2.584	0.18	16.9	34.5	40
1615	11.686	0.0570	4	2.584	0.18	16.9	34.5	40
1875	12.753	0.0552	4	2.584	0.18	16.9	34.5	40

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.

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	ξ	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
342	8.793	0.1698	3	2.2371	0.14	13.53	22.0	25.4
526	11.024	0.1417	3	2.2371	0.14	13.53	22.0	25.4
711	13.107	0.1260	3	2.2371	0.14	13.53	22.0	25.4
858	14.855	0.1204	3	2.2371	0.14	13.53	22.0	25.4
1065	17.095	0.1112	3	2.2371	0.14	13.53	22.0	25.4
1220	19.583	0.1060	3	2.2371	0.14	13.53	22.0	25.4
1320	19.510	0.1032	3	2.2371	0.14	13.53	22.0	25.4
287	7.126	0.1468	3	2.1186	0.14	10.44	22.0	25.4
452	8.903	0.1183	3	2.1186	0.14	10.44	22.0	25.4
597	10.214	0.1046	3	2.1186	0.14	10.44	22.0	25.4
736	11.527	0.0984	3	2.1186	0.14	10.44	22.0	25.4
896	13.012	0.0924	3	2.1186	0.14	10.44	22.0	25.4
1025	14.119	0.0877	3	2.1186	0.14	10.44	22.0	25.4
1100	14.788	0.0862	3	2.1186	0.14	10.44	22.0	25.4
398	7.769	0.0967	3	1.9724	0.14	7.011	22.0	25.4
528	8.411	0.0812	3	1.9724	0.14	7.011	22.0	25.4
650	9.027	0.0729	3	1.9724	0.14	7.011	22.0	25.4
798	9.892	0.0674	3	1.9724	0.14	7.011	22.0	25.4
928	10.686	0.0634	3	1.9724	0.14	7.011	22.0	25.4
994	11.255	0.0617	3	1.9724	0.14	7.011	22.0	25.4
418	8.427	0.1324	3	3.125	0.14	10.084	22.0	25.4
638	11.336	0.1163	3	3.125	0.14	10.084	22.0	25.4
835	12.700	0.1065	3	3.125	0.14	10.084	22.0	25.4
1035	14.446	0.1002	3	3.125	0.14	10.084	22.0	25.4
1270	16.426	0.0979	3	3.125	0.14	10.084	22.0	25.4
1475	18.135	0.0930	3	3.125	0.14	10.084	22.0	25.4
1580	18.865	0.0910	3	3.125	0.14	10.084	22.0	25.4

Rich D. G., The effect of the number of tubes rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers, ASHRAE Trans., vol. 81, no. 1, pp. 307-317, 1975.

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
217	5.835	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
269	6.328	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
340	6.885	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
321	6.355	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
367	6.475	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
370	6.689	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
393	7.206	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
397	6.774	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
471	7.490	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
472	7.024	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
563	7.718	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
594	8.141	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
591	7.741	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
615	7.823	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
635	7.912	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
615	7.564	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
595	7.274	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
749	8.509	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
793	8.801	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
801	8.886	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
893	9.408	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
924	8.972	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1063	10.378	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1263	10.455	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1317	11.015	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1456	11.775	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1610	12.603	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
1694	13.095	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1871	13.328	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
2033	14.157	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
2102	13.789	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
2749	15.252	1	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
202	4.781	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
240	5.328	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
297	5.884	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
322	5.766	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
353	6.268	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
368	6.223	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
364	6.104	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
396	6.405	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
439	6.658	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
474	6.568	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
564	7.468	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
559	7.156	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
588	7.582	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
613	7.333	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
592	6.879	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
634	7.188	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
706	8.243	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
744	7.985	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
793	8.342	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
878	9.170	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
893	9.047	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1063	9.994	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1194	10.830	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1317	11.453	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1440	12.067	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
1571	12.777	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1602	12.357	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1856	13.969	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
2018	14.545	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
2125	14.494	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
2441	16.293	2	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
197	3.674	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
243	4.535	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
290	4.936	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
319	5.343	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
367	5.825	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
366	5.602	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
352	5.338	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
395	5.935	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
433	6.028	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
471	6.234	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
547	7.014	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
565	7.285	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
588	6.885	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
591	6.562	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
609	7.207	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
631	7.344	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
688	7.422	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
747	7.727	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
793	8.388	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
886	9.147	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
839	8.307	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1063	10.179	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1194	10.605	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1309	11.839	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
1448	12.382	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1556	12.270	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1602	12.843	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1856	14.425	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
2010	15.012	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
2102	14.549	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
2518	16.226	3	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
211	3.445	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
317	4.939	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
320	4.860	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
367	5.454	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
363	5.156	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
394	5.611	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
471	5.924	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
511	5.622	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
561	7.022	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
592	6.904	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
614	6.969	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
636	6.893	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
595	6.604	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
739	7.818	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
758	8.189	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
801	8.481	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
893	9.111	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1070	10.206	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1101	10.643	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1317	12.061	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1456	12.532	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1610	12.974	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1864	14.727	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
2041	15.154	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
2133	14.730	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
2280	16.038	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
204	2.710	5	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
256	3.051	5	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
286	4.041	5	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
350	4.663	5	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
430	5.864	5	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
546	6.571	5	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
855	8.731	5	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1163	10.248	5	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1533	12.443	5	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
2149	14.993	5	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
205	2.193	6	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
238	2.764	6	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
288	3.607	6	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
344	4.073	6	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
430	5.218	6	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
538	6.066	6	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
643	6.903	6	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
847	8.236	6	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1147	10.162	6	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1525	12.820	6	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1910	14.099	6	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75

Rich D. G., The effect of the number of tubes rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers, ASHRAE Trans., vol. 81, no. 1, pp. 307-317, 1975.

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	<i>Aktiviran</i>	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
321	6.217	1	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
365	6.486	1	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
370	6.743	1	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
397	6.818	1	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
474	7.047	1	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
560	7.675	1	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
594	7.797	1	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
594	7.256	1	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
615	7.555	1	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
636	7.839	1	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
755	8.611	1	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
801	8.910	1	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
893	9.369	1	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1070	10.253	1	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1317	11.091	1	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1456	11.881	1	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1610	12.626	1	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1864	13.327	1	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
2018	14.107	1	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
2110	14.145	1	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
323	5.594	2	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
366	6.130	2	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
370	6.208	2	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
396	6.348	2	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
474	6.545	2	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
561	7.527	2	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
591	7.502	2	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	<i>Aktiviran</i>	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
608	7.479	2	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
592	6.982	2	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
635	7.049	2	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
744	8.953	2	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
793	8.835	2	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
893	9.433	2	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1070	10.500	2	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1309	12.653	2	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1448	13.344	2	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1602	13.259	2	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1864	15.912	2	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
2018	16.498	2	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
2118	16.368	2	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
324	4.918	3	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
371	5.577	3	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
397	5.534	3	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
362	5.004	3	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
473	5.875	3	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
568	7.768	3	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
615	7.520	3	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
632	7.910	3	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
595	6.957	3	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
595	6.648	3	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
753	7.932	3	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
801	8.840	3	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
893	9.692	3	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1070	11.058	3	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1309	13.807	3	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1456	13.352	3	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1617	14.345	3	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	<i>Aktiviran</i>	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
1871	16.031	3	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
2033	16.625	3	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
2118	15.787	3	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
322	3.920	4	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
363	4.448	4	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
371	4.923	4	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
397	5.421	4	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
475	5.745	4	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
562	5.855	4	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
595	7.051	4	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
597	7.571	4	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
611	7.014	4	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
635	7.270	4	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
754	8.659	4	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
801	9.141	4	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
893	10.028	4	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1063	11.300	4	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1317	13.051	4	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1448	14.432	4	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1602	14.972	4	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
1856	17.402	4	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
2010	17.800	4	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75
2110	16.674	4	4	1.7517	0.1524	13.233	27.508	31.75

Rich D. G., The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multirow, smooth plate fin-and-tube heat exchangers, ASHARE Trans., vol. 79, no. 2, pp. 135-145, 1973.

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
220	3.186	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
271	3.764	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
336	4.565	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
434	5.293	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
534	5.345	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
756	6.953	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
991	8.425	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
1150	9.761	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
1320	10.056	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
262	4.668	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
316	5.309	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
393	5.863	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
486	6.272	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
624	7.339	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
780	8.394	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
1070	10.384	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
2140	15.870	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
1690	14.051	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
1400	12.471	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
387	6.951	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
475	8.118	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
578	9.042	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
694	10.253	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
858	11.955	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
1100	13.878	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
1360	16.094	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
1690	18.775	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
2210	22.151	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
3320	29.574	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
4740	36.525	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
232	4.638	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
281	4.640	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
345	5.697	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
408	6.206	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
506	6.977	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
633	8.059	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
817	9.562	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
1010	11.411	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
1380	13.753	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
2040	17.375	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
2780	19.851	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
337	5.956	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
407	6.720	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
496	7.687	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
598	8.662	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
750	10.048	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
930	11.180	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
1160	13.240	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
1480	15.135	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
2040	18.763	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
2920	24.784	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
4280	30.811	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
839	15.069	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
1270	20.419	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
1960	28.389	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
2720	34.473	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
2950	36.874	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
3750	42.856	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
4670	50.123	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
5820	57.661	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
7960	70.791	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
9120	77.409	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
11100	88.266	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
576	9.845	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
703	11.303	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
845	12.606	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
1010	14.482	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
1270	17.585	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
1590	20.842	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
2030	24.817	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
2510	28.213	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
3400	34.669	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
4500	44.713	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
7190	56.342	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
284	5.347	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
340	5.860	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
418	6.600	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
496	7.256	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
616	8.610	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
764	9.606	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
987	11.852	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
1240	13.309	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
1700	16.227	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
2210	19.110	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
2480	21.122	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
3360	24.529	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75

Rich D. G., The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multirow, smooth plate fin-and-tube heat exchangers, ASHARE Trans., vol. 79, no. 2, pp. 135-145, 1973.

Re	ξ	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
869	0.2276	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
908	0.2024	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
1300	0.1741	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
1410	0.1668	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
2010	0.1562	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
2200	0.1528	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
2780	0.1522	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
3010	0.1507	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
3260	0.1413	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
3780	0.1434	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
4740	0.1401	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
5230	0.1380	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
5880	0.1358	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
7630	0.1295	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
7950	0.1325	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
11200	0.1234	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
11200	0.1206	4	8.6986	0.1524	13.335	27.508	31.75
595	0.1553	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
651	0.1489	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
727	0.1462	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
811	0.1456	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
875	0.1434	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
939	0.1313	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
1040	0.1346	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
1140	0.1316	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
1310	0.1246	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
1390	0.1255	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75

Re	ξ	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
1640	0.1255	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
1730	0.1191	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
2070	0.1164	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
2240	0.1136	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
2570	0.1124	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
2820	0.1106	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
3470	0.1082	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
3920	0.1048	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
4980	0.1012	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
7300	0.0957	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
8510	0.0927	4	5.7466	0.1524	13.335	27.508	31.75
296	0.1462	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
336	0.1322	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
359	0.1328	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
439	0.1170	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
438	0.1057	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
522	0.1097	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
514	0.0975	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
609	0.0957	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
646	0.1033	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
747	0.0903	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
791	0.0933	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
931	0.0836	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
1040	0.0845	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
1180	0.0772	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
1290	0.0799	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
1460	0.0760	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
1750	0.0741	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
1970	0.0702	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
2310	0.0684	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75

Re	ξ	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
2570	0.0656	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
4280	0.0580	4	3.8081	0.1524	13.335	27.508	31.75
351	0.1446	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
425	0.1322	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
482	0.1340	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
523	0.1203	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
588	0.1185	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
627	0.1140	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
712	0.1118	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
774	0.1045	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
891	0.1042	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
973	0.0985	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
1110	0.0930	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
1210	0.0927	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
1390	0.0857	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
1530	0.0848	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
1610	0.0836	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
2100	0.0793	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
2290	0.0769	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
2990	0.0717	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
4400	0.0665	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
5530	0.0489	4	3.3116	0.1524	13.335	27.508	31.75
407	0.1565	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
460	0.1440	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
496	0.1416	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
544	0.1298	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
605	0.1304	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
714	0.1197	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
792	0.1185	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
892	0.1133	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75

Re	ξ	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
998	0.1079	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
1120	0.1079	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
1230	0.1018	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
1420	0.0991	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
1570	0.0945	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
1720	0.0988	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
1950	0.0896	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
2250	0.0896	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
2620	0.0851	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
3410	0.0805	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
4840	0.0763	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
5530	0.0732	4	2.7699	0.1524	13.335	27.508	31.75
245	0.1492	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
285	0.1225	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
298	0.1304	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
332	0.1130	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
366	0.1112	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
424	0.1091	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
407	0.1057	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
485	0.0957	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
528	0.0991	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
607	0.0890	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
656	0.0896	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
756	0.0824	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
980	0.0744	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
1040	0.0751	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
1200	0.0705	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
1420	0.0641	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
1630	0.0632	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
2140	0.0583	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75

Re	ξ	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
2870	0.0547	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
3430	0.0517	4	2.1709	0.1524	13.335	27.508	31.75
195	0.1641	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
235	0.1459	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
226	0.1358	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
267	0.1191	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
279	0.1282	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
323	0.1073	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
334	0.1146	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
392	0.0951	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
413	0.1006	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
485	0.0875	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
513	0.0881	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
596	0.0760	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
660	0.0781	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
756	0.0687	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
820	0.0738	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
929	0.0650	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
1120	0.0653	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
1260	0.0596	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
1460	0.0580	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
1670	0.0526	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
2230	0.0489	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
2670	0.0456	4	1.7517	0.1524	13.335	27.508	31.75
134	0.2179	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
158	0.1848	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
158	0.1887	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
188	0.1580	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
198	0.1498	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
229	0.1358	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75

Re	ξ	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
232	0.1304	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
275	0.1161	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
286	0.1097	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
338	0.0994	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
356	0.0939	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
424	0.0854	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
455	0.0802	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
542	0.0732	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
568	0.0732	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
665	0.0605	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
912	0.0547	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
1050	0.0541	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
1180	0.0483	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
1400	0.0483	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75
1720	0.0416	4	1.2330	0.1524	13.335	27.508	31.75

Abu-Madi M., Johns R. A., Heikal M. R., Performance characteristics correlation for round tube and plate fin heat exchangers, International Journal of Refrigeration, vol. 21, no. 7, pp. 507-517, 1998.

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
274	7.623	1	538	0.12	9.956	16	25.4
394	8.914	1	538	0.12	9.956	16	25.4
552	10.563	1	538	0.12	9.956	16	25.4
817	12.817	1	538	0.12	9.956	16	25.4
1372	16.833	1	538	0.12	9.956	16	25.4
1916	20.409	1	538	0.12	9.956	16	25.4
2461	23.526	1	538	0.12	9.956	16	25.4
3026	26.632	1	538	0.12	9.956	16	25.4
3550	29.927	1	538	0.12	9.956	16	25.4
4165	32.842	1	538	0.12	9.956	16	25.4
4801	36.001	1	538	0.12	9.956	16	25.4
5477	38.447	1	538	0.12	9.956	16	25.4
243	7.692	1	612	0.12	9.956	16	25.4
360	9.049	1	612	0.12	9.956	16	25.4
484	10.235	1	612	0.12	9.956	16	25.4
746	12.306	1	612	0.12	9.956	16	25.4
1210	15.112	1	612	0.12	9.956	16	25.4
1715	18.581	1	612	0.12	9.956	16	25.4
2209	21.646	1	612	0.12	9.956	16	25.4
2703	24.368	1	612	0.12	9.956	16	25.4
3218	27.166	1	612	0.12	9.956	16	25.4
3671	28.753	1	612	0.12	9.956	16	25.4
4307	31.038	1	612	0.12	9.956	16	25.4
4963	33.453	1	612	0.12	9.956	16	25.4
388	10.942	1	387	0.12	9.956	16	25.4
559	12.775	1	387	0.12	9.956	16	25.4
725	14.555	1	387	0.12	9.956	16	25.4

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
1089	17.809	1	387	0.12	9.956	16	25.4
1825	22.567	1	387	0.12	9.956	16	25.4
2642	27.889	1	387	0.12	9.956	16	25.4
3368	31.12	1	387	0.12	9.956	16	25.4
4074	34.609	1	387	0.12	9.956	16	25.4
4830	38.08	1	387	0.12	9.956	16	25.4
5505	40.259	1	387	0.12	9.956	16	25.4
6453	43.844	1	387	0.12	9.956	16	25.4
7744	47.156	1	387	0.12	9.956	16	25.4
341	5.89	2	382	0.13	9.956	22	25.4
557	8.039	2	382	0.13	9.956	22	25.4
753	9.299	2	382	0.13	9.956	22	25.4
984	10.643	2	382	0.13	9.956	22	25.4
1184	11.796	2	382	0.13	9.956	22	25.4
1675	14.3	2	382	0.13	9.956	22	25.4
2618	18.049	2	382	0.13	9.956	22	25.4
4344	22.996	2	382	0.13	9.956	22	25.4
4574	23.635	2	382	0.13	9.956	22	25.4
5838	25.785	2	382	0.13	9.956	22	25.4
8076	31.093	2	382	0.13	9.956	22	25.4
268	4.778	2	546	0.13	9.956	22	25.4
314	5.067	2	546	0.13	9.956	22	25.4
400	5.723	2	546	0.13	9.956	22	25.4
570	6.356	2	546	0.13	9.956	22	25.4
844	7.476	2	546	0.13	9.956	22	25.4
1033	8.367	2	546	0.13	9.956	22	25.4
1405	9.901	2	546	0.13	9.956	22	25.4
1926	11.043	2	546	0.13	9.956	22	25.4
2608	12.406	2	546	0.13	9.956	22	25.4
3090	13.297	2	546	0.13	9.956	22	25.4

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
3622	14.457	2	546	0.13	9.956	22	25.4
4475	15.834	2	546	0.13	9.956	22	25.4
5678	17.442	2	546	0.13	9.956	22	25.4
370	9.384	2	393	0.12	9.956	16	25.4
532	11.18	2	393	0.12	9.956	16	25.4
712	12.969	2	393	0.12	9.956	16	25.4
1064	16.417	2	393	0.12	9.956	16	25.4
1747	21.35	2	393	0.12	9.956	16	25.4
2490	26.456	2	393	0.12	9.956	16	25.4
3213	31.744	2	393	0.12	9.956	16	25.4
3946	36.205	2	393	0.12	9.956	16	25.4
4649	39.934	2	393	0.12	9.956	16	25.4
5422	44.7	2	393	0.12	9.956	16	25.4
6216	48.843	2	393	0.12	9.956	16	25.4
7250	53.789	2	393	0.12	9.956	16	25.4
223	4.613	2	610	0.12	9.956	16.5	19
364	6.431	2	610	0.12	9.956	16.5	19
492	7.772	2	610	0.12	9.956	16.5	19
745	10.51	2	610	0.12	9.956	16.5	19
845	10.791	2	610	0.12	9.956	16.5	19
1316	14.15	2	610	0.12	9.956	16.5	19
1908	17.147	2	610	0.12	9.956	16.5	19
3546	23.123	2	610	0.12	9.956	16.5	19
397	9.082	2	386	0.12	9.956	16.5	19
563	10.853	2	386	0.12	9.956	16.5	19
758	12.69	2	386	0.12	9.956	16.5	19
1095	15.21	2	386	0.12	9.956	16.5	19
1838	19.791	2	386	0.12	9.956	16.5	19
2591	23.319	2	386	0.12	9.956	16.5	19
3324	26.663	2	386	0.12	9.956	16.5	19

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
4087	29.688	2	386	0.12	9.956	16.5	19
4870	31.532	2	386	0.12	9.956	16.5	19
5613	33.772	2	386	0.12	9.956	16.5	19
6587	36.512	2	386	0.12	9.956	16.5	19
7501	38.616	2	386	0.12	9.956	16.5	19
350	7.618	2	394	0.13	9.956	16.5	19
591	10.074	2	394	0.13	9.956	16.5	19
781	11.672	2	394	0.13	9.956	16.5	19
894	12.212	2	394	0.13	9.956	16.5	19
1105	13.349	2	394	0.13	9.956	16.5	19
1416	15.366	2	394	0.13	9.956	16.5	19
1688	16.469	2	394	0.13	9.956	16.5	19
2029	18.393	2	394	0.13	9.956	16.5	19
2421	19.726	2	394	0.13	9.956	16.5	19
3184	22.528	2	394	0.13	9.956	16.5	19
4088	25.373	2	394	0.13	9.956	16.5	19
5394	28.877	2	394	0.13	9.956	16.5	19
6439	31.521	2	394	0.13	9.956	16.5	19
7423	33.996	2	394	0.13	9.956	16.5	19
269	6.548	2	522	0.13	9.956	16.5	19
406	7.756	2	522	0.13	9.956	16.5	19
662	9.567	2	522	0.13	9.956	16.5	19
879	10.967	2	522	0.13	9.956	16.5	19
1075	12.053	2	522	0.13	9.956	16.5	19
1376	13.302	2	522	0.13	9.956	16.5	19
1587	14.489	2	522	0.13	9.956	16.5	19
2090	16.302	2	522	0.13	9.956	16.5	19
2662	17.911	2	522	0.13	9.956	16.5	19
3326	19.798	2	522	0.13	9.956	16.5	19
4059	21.536	2	522	0.13	9.956	16.5	19

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
4792	23.233	2	522	0.13	9.956	16.5	19
5646	24.966	2	522	0.13	9.956	16.5	19
253	5.273	4	541	0.13	9.956	22	25.4
376	5.636	4	541	0.13	9.956	22	25.4
517	6.504	4	541	0.13	9.956	22	25.4
593	6.916	4	541	0.13	9.956	22	25.4
770	7.73	4	541	0.13	9.956	22	25.4
1102	9.763	4	541	0.13	9.956	22	25.4
1352	10.834	4	541	0.13	9.956	22	25.4
1723	12.169	4	541	0.13	9.956	22	25.4
2153	13.535	4	541	0.13	9.956	22	25.4
2384	14.139	4	541	0.13	9.956	22	25.4
2945	15.798	4	541	0.13	9.956	22	25.4
4117	18.531	4	541	0.13	9.956	22	25.4
230	6.804	4	619	0.12	9.956	16	25.4
340	8.357	4	619	0.12	9.956	16	25.4
454	9.597	4	619	0.12	9.956	16	25.4
676	12.232	4	619	0.12	9.956	16	25.4
1183	17.138	4	619	0.12	9.956	16	25.4
1654	21.502	4	619	0.12	9.956	16	25.4
2155	25.955	4	619	0.12	9.956	16	25.4
2616	29.978	4	619	0.12	9.956	16	25.4
3097	33.762	4	619	0.12	9.956	16	25.4
3638	38.647	4	619	0.12	9.956	16	25.4
4069	41.764	4	619	0.12	9.956	16	25.4
272	5.661	4	543	0.12	9.956	16.5	19
398	6.974	4	543	0.12	9.956	16.5	19
541	8.247	4	543	0.12	9.956	16.5	19
812	10.127	4	543	0.12	9.956	16.5	19
1413	13.723	4	543	0.12	9.956	16.5	19

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
1964	16.13	4	543	0.12	9.956	16.5	19
2535	18.538	4	543	0.12	9.956	16.5	19
3097	20.441	4	543	0.12	9.956	16.5	19
3718	22.429	4	543	0.12	9.956	16.5	19
4239	23.899	4	543	0.12	9.956	16.5	19
374	8.381	4	378	0.12	9.956	16.5	19
551	10.618	4	378	0.12	9.956	16.5	19
737	12.445	4	378	0.12	9.956	16.5	19
1122	15.579	4	378	0.12	9.956	16.5	19
1904	21.257	4	378	0.12	9.956	16.5	19
2686	25.785	4	378	0.12	9.956	16.5	19
3447	29.722	4	378	0.12	9.956	16.5	19
4239	33.602	4	378	0.12	9.956	16.5	19
4970	36.183	4	378	0.12	9.956	16.5	19
5732	39.102	4	378	0.12	9.956	16.5	19
6684	43.274	4	378	0.12	9.956	16.5	19
340	6.814	4	393	0.13	9.956	16.5	19
500	8.688	4	393	0.13	9.956	16.5	19
657	10.268	4	393	0.13	9.956	16.5	19
776	11.233	4	393	0.13	9.956	16.5	19
884	12.075	4	393	0.13	9.956	16.5	19
936	12.27	4	393	0.13	9.956	16.5	19
1002	12.804	4	393	0.13	9.956	16.5	19
1123	13.756	4	393	0.13	9.956	16.5	19
1273	14.714	4	393	0.13	9.956	16.5	19
1634	17.362	4	393	0.13	9.956	16.5	19
1944	19.313	4	393	0.13	9.956	16.5	19
2315	20.986	4	393	0.13	9.956	16.5	19
3027	23.803	4	393	0.13	9.956	16.5	19
3358	25.344	4	393	0.13	9.956	16.5	19

Re	$Nu/Pr^{1/3}$	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
4590	29.793	4	393	0.13	9.956	16.5	19
5603	32.912	4	393	0.13	9.956	16.5	19

Abu-Madi M., Johns R. A., Heikal M. R., Performance characteristics correlation for round tube and plate fin heat exchangers, International Journal of Refrigeration, vol. 21, no. 7, pp. 507-517, 1998.

Re	ξ	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
285	0.6149	1	538	0.12	9.956	16	25.4
429	0.5331	1	538	0.12	9.956	16	25.4
563	0.4823	1	538	0.12	9.956	16	25.4
839	0.4287	1	538	0.12	9.956	16	25.4
1412	0.3939	1	538	0.12	9.956	16	25.4
1987	0.3714	1	538	0.12	9.956	16	25.4
2501	0.3535	1	538	0.12	9.956	16	25.4
3056	0.3413	1	538	0.12	9.956	16	25.4
3651	0.3272	1	538	0.12	9.956	16	25.4
4155	0.3169	1	538	0.12	9.956	16	25.4
4962	0.3084	1	538	0.12	9.956	16	25.4
5658	0.3065	1	538	0.12	9.956	16	25.4
255	0.6675	1	612	0.12	9.956	16	25.4
380	0.5839	1	612	0.12	9.956	16	25.4
505	0.5369	1	612	0.12	9.956	16	25.4
752	0.4739	1	612	0.12	9.956	16	25.4
1241	0.4353	1	612	0.12	9.956	16	25.4
1745	0.3939	1	612	0.12	9.956	16	25.4
2249	0.3714	1	612	0.12	9.956	16	25.4
2744	0.3592	1	612	0.12	9.956	16	25.4
3278	0.3469	1	612	0.12	9.956	16	25.4
3772	0.3272	1	612	0.12	9.956	16	25.4
4398	0.3216	1	612	0.12	9.956	16	25.4
4963	0.314	1	612	0.12	9.956	16	25.4
359	0.5425	1	387	0.12	9.956	16	25.4
554	0.5237	1	387	0.12	9.956	16	25.4
732	0.4898	1	387	0.12	9.956	16	25.4

Re	ξ	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
1119	0.4692	1	387	0.12	9.956	16	25.4
1875	0.4419	1	387	0.12	9.956	16	25.4
2531	0.4062	1	387	0.12	9.956	16	25.4
3327	0.393	1	387	0.12	9.956	16	25.4
4063	0.3798	1	387	0.12	9.956	16	25.4
4850	0.3733	1	387	0.12	9.956	16	25.4
5596	0.361	1	387	0.12	9.956	16	25.4
6594	0.3582	1	387	0.12	9.956	16	25.4
7431	0.3545	1	387	0.12	9.956	16	25.4
351	0.5412	2	382	0.13	9.956	22	25.4
517	0.4833	2	382	0.13	9.956	22	25.4
718	0.4493	2	382	0.13	9.956	22	25.4
1114	0.4277	2	382	0.13	9.956	22	25.4
1505	0.388	2	382	0.13	9.956	22	25.4
1776	0.388	2	382	0.13	9.956	22	25.4
2347	0.3664	2	382	0.13	9.956	22	25.4
3010	0.3585	2	382	0.13	9.956	22	25.4
4334	0.3358	2	382	0.13	9.956	22	25.4
5196	0.3245	2	382	0.13	9.956	22	25.4
6380	0.3199	2	382	0.13	9.956	22	25.4
8326	0.3041	2	382	0.13	9.956	22	25.4
272	0.5321	2	546	0.13	9.956	22	25.4
404	0.4447	2	546	0.13	9.956	22	25.4
550	0.4096	2	546	0.13	9.956	22	25.4
675	0.3835	2	546	0.13	9.956	22	25.4
852	0.3528	2	546	0.13	9.956	22	25.4
988	0.3279	2	546	0.13	9.956	22	25.4
1224	0.3052	2	546	0.13	9.956	22	25.4
1455	0.295	2	546	0.13	9.956	22	25.4
1926	0.2768	2	546	0.13	9.956	22	25.4

Re	ξ	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
2458	0.2564	2	546	0.13	9.956	22	25.4
3170	0.2485	2	546	0.13	9.956	22	25.4
3953	0.2451	2	546	0.13	9.956	22	25.4
5759	0.2314	2	546	0.13	9.956	22	25.4
374	0.5895	2	393	0.12	9.956	16	25.4
575	0.5218	2	393	0.12	9.956	16	25.4
731	0.5049	2	393	0.12	9.956	16	25.4
1095	0.4739	2	393	0.12	9.956	16	25.4
1828	0.4438	2	393	0.12	9.956	16	25.4
2551	0.4297	2	393	0.12	9.956	16	25.4
3294	0.4062	2	393	0.12	9.956	16	25.4
4027	0.3902	2	393	0.12	9.956	16	25.4
4750	0.3808	2	393	0.12	9.956	16	25.4
5473	0.3751	2	393	0.12	9.956	16	25.4
6346	0.3751	2	393	0.12	9.956	16	25.4
7481	0.3629	2	393	0.12	9.956	16	25.4
266	0.7262	2	610	0.12	9.956	16.5	19
389	0.6112	2	610	0.12	9.956	16.5	19
523	0.5639	2	610	0.12	9.956	16.5	19
748	0.5104	2	610	0.12	9.956	16.5	19
1266	0.4631	2	610	0.12	9.956	16.5	19
1788	0.4316	2	610	0.12	9.956	16.5	19
2290	0.4064	2	610	0.12	9.956	16.5	19
2782	0.3875	2	610	0.12	9.956	16.5	19
3304	0.3812	2	610	0.12	9.956	16.5	19
3787	0.3607	2	610	0.12	9.956	16.5	19
4389	0.3481	2	610	0.12	9.956	16.5	19
5203	0.3434	2	610	0.12	9.956	16.5	19
401	0.6694	2	386	0.12	9.956	16.5	19
589	0.6332	2	386	0.12	9.956	16.5	19

Re	ξ	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
783	0.5986	2	386	0.12	9.956	16.5	19
1175	0.5702	2	386	0.12	9.956	16.5	19
1958	0.5308	2	386	0.12	9.956	16.5	19
2731	0.5009	2	386	0.12	9.956	16.5	19
3474	0.4773	2	386	0.12	9.956	16.5	19
4258	0.4694	2	386	0.12	9.956	16.5	19
5051	0.4584	2	386	0.12	9.956	16.5	19
5794	0.4395	2	386	0.12	9.956	16.5	19
6828	0.4253	2	386	0.12	9.956	16.5	19
7742	0.4221	2	386	0.12	9.956	16.5	19
370	0.6694	2	394	0.13	9.956	16.5	19
564	0.6175	2	394	0.13	9.956	16.5	19
774	0.5986	2	394	0.13	9.956	16.5	19
977	0.556	2	394	0.13	9.956	16.5	19
1215	0.5293	2	394	0.13	9.956	16.5	19
1376	0.5214	2	394	0.13	9.956	16.5	19
1657	0.4993	2	394	0.13	9.956	16.5	19
2059	0.4883	2	394	0.13	9.956	16.5	19
2772	0.4647	2	394	0.13	9.956	16.5	19
3807	0.4505	2	394	0.13	9.956	16.5	19
5083	0.4284	2	394	0.13	9.956	16.5	19
7614	0.4095	2	394	0.13	9.956	16.5	19
286	0.6427	2	522	0.13	9.956	16.5	19
449	0.5734	2	522	0.13	9.956	16.5	19
614	0.5419	2	522	0.13	9.956	16.5	19
771	0.4993	2	522	0.13	9.956	16.5	19
1015	0.4789	2	522	0.13	9.956	16.5	19
1527	0.4269	2	522	0.13	9.956	16.5	19
2120	0.4064	2	522	0.13	9.956	16.5	19
3084	0.3843	2	522	0.13	9.956	16.5	19

Re	ξ	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
4009	0.367	2	522	0.13	9.956	16.5	19
5797	0.3434	2	522	0.13	9.956	16.5	19
274	0.523	4	541	0.13	9.956	22	25.4
385	0.4345	4	541	0.13	9.956	22	25.4
506	0.4028	4	541	0.13	9.956	22	25.4
631	0.3733	4	541	0.13	9.956	22	25.4
806	0.3404	4	541	0.13	9.956	22	25.4
1062	0.3165	4	541	0.13	9.956	22	25.4
1342	0.295	4	541	0.13	9.956	22	25.4
1873	0.2712	4	541	0.13	9.956	22	25.4
2584	0.2519	4	541	0.13	9.956	22	25.4
3466	0.2314	4	541	0.13	9.956	22	25.4
4698	0.2201	4	541	0.13	9.956	22	25.4
257	0.629	4	619	0.12	9.956	16	25.4
366	0.5547	4	619	0.12	9.956	16	25.4
486	0.4974	4	619	0.12	9.956	16	25.4
725	0.4494	4	619	0.12	9.956	16	25.4
1233	0.4062	4	619	0.12	9.956	16	25.4
1724	0.3733	4	619	0.12	9.956	16	25.4
2205	0.346	4	619	0.12	9.956	16	25.4
2716	0.3263	4	619	0.12	9.956	16	25.4
3207	0.3084	4	619	0.12	9.956	16	25.4
3678	0.2905	4	619	0.12	9.956	16	25.4
4440	0.2764	4	619	0.12	9.956	16	25.4
303	0.6726	4	543	0.12	9.956	16.5	19
434	0.5938	4	543	0.12	9.956	16.5	19
590	0.5419	4	543	0.12	9.956	16.5	19
864	0.4899	4	543	0.12	9.956	16.5	19
1453	0.4489	4	543	0.12	9.956	16.5	19
2054	0.4001	4	543	0.12	9.956	16.5	19

Re	ξ	N_{rc}	s_r	δ_r	d_{kr}	s_l	s_t
2656	0.3733	4	543	0.12	9.956	16.5	19
3227	0.3528	4	543	0.12	9.956	16.5	19
3758	0.3355	4	543	0.12	9.956	16.5	19
4359	0.3182	4	543	0.12	9.956	16.5	19
4941	0.3087	4	543	0.12	9.956	16.5	19
405	0.6899	4	378	0.12	9.956	16.5	19
600	0.6175	4	378	0.12	9.956	16.5	19
771	0.5828	4	378	0.12	9.956	16.5	19
1152	0.5403	4	378	0.12	9.956	16.5	19
1944	0.5119	4	378	0.12	9.956	16.5	19
2716	0.4757	4	378	0.12	9.956	16.5	19
3507	0.4473	4	378	0.12	9.956	16.5	19
4209	0.419	4	378	0.12	9.956	16.5	19
5030	0.3985	4	378	0.12	9.956	16.5	19
5762	0.3812	4	378	0.12	9.956	16.5	19
6844	0.3639	4	378	0.12	9.956	16.5	19
378	0.6836	4	393	0.13	9.956	16.5	19
570	0.6175	4	393	0.13	9.956	16.5	19
803	0.5781	4	393	0.13	9.956	16.5	19
947	0.5623	4	393	0.13	9.956	16.5	19
1113	0.5356	4	393	0.13	9.956	16.5	19
1453	0.5135	4	393	0.13	9.956	16.5	19
1794	0.5009	4	393	0.13	9.956	16.5	19
2476	0.4678	4	393	0.13	9.956	16.5	19
3448	0.4221	4	393	0.13	9.956	16.5	19
4620	0.3985	4	393	0.13	9.956	16.5	19
6354	0.367	4	393	0.13	9.956	16.5	19

БИОГРАФИЈА

Петар Колендић је рођен 10.05.1955. у Београду, 1986. године је завршио школовање на Вишој техничкој машинској школи у Београду, смер машинско-производни, а 1991. је дипломирао на Машинском факултету у Београду на Одсеку за моторна возила.

Докторант је уписао магистарске студије 1992. на Одсеку за моторе СУС (усмерење конструкција мотора). До 1999. године кандидат је положио све испите предвиђене програмом магистарских студија. Усклађујући се са наставним планом Машинског факултета у Београду, 2008. је постао студент докторских студија на Машинском факултету у Београду. Статус студента докторских студија му је продужен 2015. године.

Радни однос засновао 1991. на Машинском факултета у Београду у статусу стручног сарадника при Катедри за моторе.

У настави на Машинском факултету у Београду је био ангажован на следећим предметима:

- од стране Катедре за моторе СУС на предметима Дијагностика и одржавање мотора, Експлоатација и ремонт мотора и Бродски мотори;
- од стране Катедре за процесну технику на предметима Инжењерство ризика и противпожарни системи и Апарати и машине у процесној индустрији.

Докторант је био председник Друштва форензичара и судских вештака у Савезу машинских и електротехничких инжењера и техничара Србије (СМЕИТС) у периоду од 2013. до 2015.

Говори руски и енглески језик. Обучен је за рад на рачунару у следећим софтверским пакетима: *MsOffice*, *AutoCad*, *MathCAD*.

Докторант је био више пута ангажован на научно-истраживачким пројектима које финансира Министарство просвете, науке и технолошког развоја. Од 2011. је ангажован у раду на пројекту под називом Развој и изградња демонстрационог постројења за спрегнуту производњу електричне и топлотне енергије са гасификацијом биомасе, евиденциони број ТЕР 33049. Пројекат израђује Машински факултет у Београду, а руководилац пројекта је проф. др Мирослав Станојевић.

У току досадашњег рада је објавио више радова, од којих су два (2) рада објављена у међународним часописима, који имају импакт фактор на SCI листи. Остали радови докторанта су објављени у часописима националног ранга или саопштени на међународним и домаћим конгресима. Докторант је коаутор једне књиге.

Прилог 1.

Изјава о ауторству

Потписани

Петар И. Колендић, дипл. инж. маш.

број индекса

04-55/92

Изјављујем

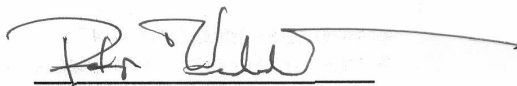
да је докторска дисертација под насловом

ИСТРАЖИВАЊА ПАРАМЕТАРА ТРАНСПОРТА ТОПЛОТЕ КОД ОРЕБРЕНИХ ХЛАДЊАКА И ЗАГРЕЈАЧА

- 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, јуна 2015.



Прилог 2.

Изјава о истоветности штампане и електронске верзије докторског рада

Име и презиме аутора Петар И. Колендић, дипл. инж. маш.

Број индекса 04-55/92

Студијски програм _____

Наслов рада **ИСТРАЖИВАЊА ПАРАМЕТАРА ТРАНСПОРТА ТОПЛОТЕ КОД
ОРЕБРЕНИХ ХЛАДЊАКА И ЗАГРЕЈАЧА**

Ментор проф. др Србислав Генић

Потписани Петар И. Колендић, дипл. инж. маш.

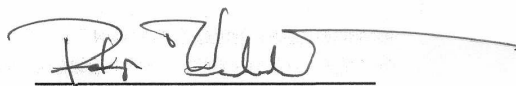
Изјављујем да је штампана верзија мог докторског рада истоветна електронској верзији коју сам предао/ла за објављивање на порталу **Дигиталног репозиторијума Универзитета у Београду.**

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, јуна 2015.



Прилог 3.

Изјава о коришћењу

Овлашћујем Универзитетску библиотеку „Светозар Марковић“ да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду унесе моју докторску дисертацију под насловом:

ИСТРАЖИВАЊА ПАРАМЕТАРА ТРАНСПОРТА ТОПЛОТЕ КОД ОРЕБРЕНИХ ХЛАДЊАКА И ЗАГРЕЈАЧА

која је моје ауторско дело.

Дисертацију са свим прилозима предао сам у електронском формату погодном за трајно архивирање.

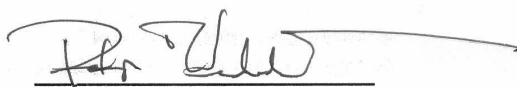
Моју докторску дисертацију похрањену у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду могу да користе сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons) за коју сам се одлучио/ла.

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, јуна 2015.



1. Ауторство - Дозвољавање умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце, чак и у комерцијалне сврхе. Ово је најслободнија од свих лиценци.
2. Ауторство – некомерцијално. Дозвољавање умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела.
3. Ауторство - некомерцијално – без прераде. Дозвољавање умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела. У односу на све остале лиценце, овом лиценцом се ограничава највећи обим права коришћења дела.
4. Ауторство - некомерцијално – делити под истим условима. Дозвољавање умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада.
5. Ауторство – без прераде. Дозвољавање умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела.
6. Ауторство - делити под истим условима. Дозвољавање умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада. Слична је софтверским лиценцама, односно лиценцама отвореног кода.