

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



PUNIMI I MASTERIT

**"MODELIMI DHE SIMULIMI I PERFORMANCËS SË KËMBYESIT TË
NXEHTËSISË AJËR-UJË"**

**“MODELLING AND SIMULATION OF THE PERFORMANCE OF AIR-WATER
HEAT EXCHANGER”**

Mentor:

Prof. Asoc. Rexhep Selimaj

Kandidatja:

Lejla Simnica

Prishtinë, 2018

PËRMBAJTJA

1.	Hyrje	10
2.	Klasifikimi i këmbyesve të nxehtësisë	12
2.1	Përcjellshmëria termike.....	12
2.2	Dhënia e nxehtësisë me konveksion	14
2.2.1	Përcaktimi i koeficientit të konveksionit.....	16
2.3	Llojet e këmbyesve të nxehtësisë.....	20
2.4	Rekuperimi dhe rigjenerimi.....	20
2.5	Proceset e transferimit- kontakt të drejtpërdrejtë dhe kontakt jo -të drejtpërdrejtë .	21
2.6	Gjeometria e ndërtimit.....	23
2.6.1	Këmbyesit e tubave të nxehtësisë	23
2.6.2	Këmbyesit e nxehtësisë pllakë	24
2.6.3	Këmbyesit e nxehtësisë pllakë me shtresa	24
2.6.4	Këmbyesi i nxehtësisë pllakë-fletë.....	26
2.7	Klasifikimi në bazë të mekanizmave të transmetimit të nxehtësisë.....	27
2.8	Rregullimet e rrymimit	28
3.	Metoda e projektimit të KN Ajër-Ujë	36
3.1	Ekuacionet bazë në projektim	36
3.2	Koeficienti i përgjithshëm i transmetimit të nxehtësisë	38
3.3	Metoda LMTD.....	42
3.4	Metoda NTU	43
3.4.1	Rënia e përgjithshme e presionit	45
3.4.2	Analiza e sipërfaqeve të zgjeruara	45
3.4.3	Konduksioni njëdimensional me konveksion.....	46
3.4.4	Kushtet kufitare.....	48
3.4.5	Performanca e fletës.....	49
3.4.6	Zgjidhja analitike	49
3.5	Metodologjia e projektimit të dyfishtë të këmbyesve të nxehtësisë pllakë fletë....	50
3.6	Modelimi dinamik i këmbyesve të nxehtësisë	53
3.6.1	Këmbyesit e nxehtësisë me rrymim paralel - njëkahor të nxehtësisë.....	53
3.6.2	Njehsimi i ndryshimit të temperaturës së rrymimit të fluidit të ngrohtë tn .	54
3.6.3	Ndryshimet e prurjeve termike rrjedhëse të të dy rrymave përgjatë këmbyesit	56

3.6.4	Ndryshimi i gradientit të temperaturës për të dy rrymat përgjatë këmbyesit	56
4.	Kalkulimi i performancës energjetike të KN	58
4.1	Këmbyesi i nxehtësisë pllakë ajër-ujë.....	58
4.2	Transferimi i nxehtësisë dhe rënia e presionit	59
4.3	Analiza termike e këmbyesve të nxehtësisë me rrjedhje paralele	66
4.4	Rënia e presionit nga ana e ajrit të këmbyesve të nxehtësisë me sipërfaqet e pllakave-fletë.....	68
4.5	Korrelacionet për faktorët j dhe f të këmbyesit të nxehtësisë pllakë-fletë (ajër-ujë).....	70
5.	Diskutimi i rezultateve – simulimi i performancës energjetike të KN	73
5.1	Ndërtimi i diagramit ($t - F$) për këmbyesin e nxehtësisë ajër-ujë.....	74
5.2	Ndërtimi i këmbyesit të nxehtësisë ajër-ujë T157D	75
5.3	Njësia e testimit të këmbyesit të nxehtësisë së ajër-ujë të instaluar në një tunel prej çeliku të fletë.....	76
5.4	Paneli i kontrollit elektrik	77
5.5	Qarku i ujit të ngrohtë	78
5.6	Qarku i ajrit.....	78
5.7	Mikromanometri diferencial	79
5.8	Analiza dhe simulimi i performancës së këmbyesit të nxehtësisë pllakë-fletë (ajër-ujë)	81
5.9	Konkluzione	89
6.	Përfundimi.....	90
7.	LITERATURA E KONSULTUAR	92

AKRONIMET / Lista e shkurtesave

Shkurtesa	Shpjegimi
τ, s	Koha
x, y, z	Koordinatat e hapësirës
$\alpha, W/(m^2 K)$	Koeficienti i dhënies së nxehtësisë me konveksion
$\lambda, W/(mK)$	Koeficienti i dhënies së nxehtësisë me konduksion
$c_p, J/(kgK)$	Nxehtësia specifike
$\rho, kg/m^3$	Dendësia
$m_f, m_n, kg/s$	Prurjet në masë të rrymës së ftohtë dhe të nxehtë.
Indekset	f – ftohtë dhe n – nxehtë
$C, W/K$	Kapaciteti i fluksit termik – prurjes termike të fluidit
$k, W/(m^2 K)$	Koeficienti i përgjithshëm i transmetimit të nxehtësisë
A, m^2	Zona e sipërfaqes së transmetimit të nxehtësisë
P, m	Perimetri i sipërfaqes së transmetimit të nxehtësisë
$V, m^3/h$	Prurja e fluidit
F	Faktori i korrigjimit
NTU	Numri i njëjësive të transmetimit
ϵ	Efektiviteti i këmbyesit të nxehtësisë
D_h, m	Diametri hidraulik
$w_h, w_d, m/s$	Shpejtësitë e fluidit në hyrje dhe në dalje
d_e, m	Diametri ekuivalent i kutisë
L, m	Gjatësia e gypit, këmbyesit të nxehtësisë
$T, K; t, ^\circ C$	Temperature në shkallë Kelvin dhe në celsius
$\beta, 1/K$	Koeficienti i zgjerimit kubik
τ_s, s	Konstanta kohore për sensorin e temperaturës
τ, s	Konstanta kohore për rrjedhën e valvulës së kontrollit
$h, W/m^2 ^\circ C$	Koeficienti i transferimit të nxehtësisë
$k, W/m ^\circ C$	Përçueshmëria termike e pllakës
L, m	Gjatësia e rrjedhës në njëjërën anë
Re	Numri i Reynoldsit
$T_{LM}, ^\circ C$	Diferenca logaritmike e temperaturës
$m, Kg/s$	Shkalla e rrjedhjes së masës
A_c, m^2	Hapësira e lirë e rrjedhës së një anë
A_{fr}, m^2	Sipërfaqja e përgjithshme e këmbyesit të nxehtësisë
B_{st}, m	Hapësira e standardizuar e pllakës
C_{st}, m	Këndi i standardizuar i fletës
ER,	Dallimi relativ
$f_s,$	Raporti i sipërfaqes dytësore në sipërfaqen totale për transferimin e nxehtësisë
I	Rrymë e nxehtë
J	Rrymë e ftohtë
St	Numri i Stantonit
R, m² °C /W	Rezistenca e përplasjeve(avarive)

$t_{f,st}$, m	Trashësia e standardizuar e fletës
Pr	Numri i Prandlit
η	Eficienca e fletës
W , m	Gjerësia e këmbyesit
β , m^2/m^3	Raporti total i zonës së transferimit të zërit midis pllakës
T_{LM} , °C	Diferenca logaritmike e temperaturës
U , $W/m^2 \text{ } ^\circ C$	Koeficienti i përgjithshëm i transferimit të nxehtësisë

FALENDERIME

Fillimisht falënderoj familjen time, të cilët përkundër shumë sfidave, duke mos u kursyer për asnjë çast, me përkushtimin më të madh më kanë ndihmuar, përkrahur dhe inkurajuar gjatë gjithë rrugëtimit tim në zhvillimin profesional dhe akademik.

Për realizimin e këtij studimi kanë dhënë një kontribut shumë të rëndësishëm njerëzor dhe profesional dhjetëra individë.

Gjatë procesit të punimit të temës, asgjë nuk do të ishte e mundur pa ndihmën e ofruar nga pedagogët, kolegët, dhe institucionet.

Në radhë të parë i jam mirënjohëse mentorit tim **Prof. Asoc. Dr. Rexhep Selimaj** dhe komisionit, **Prof. Dr. Ali Muriqi** dhe **Prof. Asc. Dr. Xhevat Berisha**, të cilët për asnjë çast nuk hezituan të më ofrojnë këshilla profesionale.

Falënderoj shumë çdo anëtar të stafit akademik për këshillat e dhëna gjatë punimit të temës.

Një mirënjohje e veçantë u kushtohet kolegëve të Fakultetit të Inxhinierisë, lektorin **Mr. sci Selim Krasniqi** dhe kolegëve të tjerë, të cilët pa hezitim më ndihmuan në grumbullimin e të dhënave të nevojshme për realizimin e temës.

DEKLARATA E ORIGJINALITETIT

Deklaroj se punimi i dorëzuar është shkruar nga unë, dhe nuk është prezantuar asnjëherë para ndonjë institucioni tjetër për vlerësim dhe nuk është botuar asnjëherë. Materiale të shkruara nga autorë të tjerë, janë të cituara.

©Lejla Simnica

Prishtinë, mars 2018

PËRMBLEDHJA (ABSTRAKTI)

Duke pasur parasysh zhvillimin e madh të teknologjisë, ku kjo shoqërohet, në rritjen e kërkesës për ngrohje dhe ftohje në vendin tonë, si qëllim i këtij punimi është krijimi i modeleve dhe matja e performancës së KN në mënyrë që të optimizohet dhe kontrollohet puna e tyre për transmetim të nxehtësisë, për të qenë më kompakt në impiant industriale, që përdoren gjerësisht për realizimin e proceseve të ngrohjes dhe të ftohjes së fluideve të ndryshme.

Kështu fillimisht jepen metodat e projektimit të këmbyesve të nxehtësisë, e pastaj analizat termike të gjendjes stacionare të KN (KN – këmbyesit e nxehtësisë), modelimet e KN. Matet diferenca e temperaturave të ujit të këmbyesit të nxehtësisë, si dhe matet diferenca e temperaturave të ajrit të këmbyesit të nxehtësisë. Mënyrat e zgjidhjes analitike dhe pasqyrimi grafik i tyre bëhet nëpërmjet programeve softuerike Excel dhe Mathcad dhe nga pajisja laboratorike e këmbyesit të nxehtësisë ajër-ujë.

ABSTRACT

Considering the vast development of technology, along with the increase of the demand for heating and cooling, in the country, the aim of these thesis is the creation of the models for measuring the performance of Heat Exchangers (HE), in order to control and optimize their work in heat transmission, in order to be more compact in industrial plants, that are widely used in realizing heating and cooling processes of various fluids.

Therefore, initially there are provided projection methods of heat exchangers, and then the thermic analysis of the stationary conditions of HE, modelings of HE. The difference of water temperature of the HE is measured, as well as the difference of air temperature of the HE. The analytical solution method and its graph presentation is done through software programs Excel and Mathcad, as well as from the water-air heat exchanger laboratory equipment.

PËRMBAJTJA ORIENTUESE E PUNIMIT

1. Hyrje
2. Klasifikimi i këmbyesve të nxehtësisë
3. Metodatat e projektimit të KN-Ajër-Ujë
4. Kalkulimi i performancës energjetike të KN
5. Diskutimi i rezultateve - simulimi i performancës energjetike të KN
6. Përfundimi
7. Literatura.

1. Hyrje

Këmbyesit e nxehtësisë janë aparate të cilat shërbejnë për transmetimin e nxehtësisë ndërmjet dy ose më shumë fluideve. Këmbimi i nxehtësisë mund të behet në mjedise të ndryshme, me substanca të pastra dhe të përziera, me ndryshim apo pa ndryshim të gjendjes agregate, me ndryshim të strukturës së substancës, etj. Edhe pse gjatë këmbimit të nxehtësisë ndërmjet dy fluideve energjia termike gjithnjë bartet prej fluidit me temperaturë më të lartë kah fluidi me temperaturë më të ulët, qëllimi themelor i këmbimit të nxehtësisë mund të jetë nxehtëja apo ftohja e fluidit të dhënë. Në stabilimentet termoenergjetike, këmbyesit e nxehtësisë emërtohen me emrin gjeneratorë të avullit, kulla ftohëse, bojler, panela diellore, etj. Në teknikën procesore ato emërtohen me emrin nxehtës, kalorifer, avullues, etj.

Andaj edhe mund të konkludojmë se këmbyesit e nxehtësi së janë aparate termike në të cilat këmbehet nxehtësia ndërmjet dy fluideve, me kusht që të realizohet ngrohja e një fluidi nga fluidi tjetër. Kur për qëllim kemi ngrohjen atëherë fluidi me temperaturë më të lartë (me të cilin realizohet ngrohja) quhet fluidi ngrohës, ndërsa fluidi me temperaturë më të ulët (i cili nxehet) quhet fluidi i ftohtë.

Fluidet ndërmjet të cilëve këmbehet nxehtësia mund të jenë fluide njëfazore ose dyfazore, ose edhe kombinime të tyre. Në rast të fluideve njëfazore, fluidet mund të jenë që të dyja gazra, që të dyja lëngje, ose njëri gaz kurse tjetri lëng. Në rastet kur gjatë këmbimit faza e fluidit vlon ose kur faza e gaztë kondensohet rrymat përkatëse paraqesin sisteme rrymuese dyfazore. Në rastet kur nevojiten flukse të larta të këmbimit të nxehtësisë, njëri nga fluidet mund të jetë edhe fluid me shtresë të fluidizuar, që paraqet sistem të grimcave të pezulluara (grimca të holla të thëngjillit ose të substancave të tjera) në rrymën e gazit ose fluid. Kanë gjetur përdorim të gjerë në termocentrale, industri kimike, ndërtesa banimi (rregullim termik), aparatura të ndryshme etj.

Në industri, në shumicën e këmbyesve të nxehtësisë ndodh transmetimi i nxehtësisë ndërmjet dy rrymave të fluideve.

Rrymat e fluideve mund të jenë të pastërta ose përzierje të fluideve të ndryshme. Fluidi i nxehtë quhet nxehtësidhënës ndërsa fluidi i ftohtë quhet nxehtësimarrës. Këmbyesit e nxehtësisë, në përgjithësi mund të jenë pa akumulim të nxehtësisë dhe me akumulim të nxehtësisë. Këmbyesit pa akumulim të nxehtësisë e transmetojnë nxehtësinë drejtpërdrejtë nëpërmjet të një muri ndarës nga të dy anët e në të cilin rrjedhin vazhdimisht mbartësit e nxehtësisë dhe këta këmbyes dhe si të tillë quhen edhe rekuperatorë. Këmbyesit e nxehtësisë me akumulim të nxehtësisë përshkohen në mënyrë periodike nga fluidet të cilat këmben nxehtësi dhe këta këmbyes quhen regjeneratorë.

Kështu, këmbimi i nxehtësisë është me rëndësi thelbësore në industrinë procesore dhe përpunuese, prodhimin e energjisë elektrike në elektranat e ndryshme dhe urbane, pajisjet ftohëse, klimatizimin e ajrit, rikuperimin e nxehtësisë etj. Këmbyesit e nxehtësisë kanë përdorim të gjithanshëm në instalimet e ngrohjes qendrore dhe për përgatitjen e ujit të nxehtë shpenzues sanitar (si p.sh: bojlerët, radiatorët, kaloriferët etj.), pastaj te instalimet ftohëse e posaçërisht në industrinë kimike dhe atë ushqimore. Një mori e instalimeve termike të industrisë kimike shtrohen si këmbyes të nxehtësisë: nxehtësit, avulluesit, kondensatorët, tharësit, ekstraktorët, rektifikatorët.

2. Klasifikimi i këmbyesve të nxehtësisë

2.1 Përcjellshmëria termike

Përcjellshmëria termike paraqet këmbimin e nxehtësisë gjatë kontaktit të drejtpërdrejtë të mikrogrimcave, si rezultat i lëvizjes termike të tyre ose shkëmbimit energjetik reciprok ndërmjet mikrogrimcave (molekulave, atomeve, elektroneve) nga të cilat përbëhet trupi i dhënë. Kjo paraqet formën kryesore të përhapjes së nxehtësisë në trupat e ngurta)¹.

Në përcjellshmërinë termike, lënda konsiderohet si një masë e plotë homogjene dhe jo si një bashkim grimcash materiale.

Gjatë studimit të formave të ndryshme të këmbimit të nxehtësisë dhe, veçanërisht të përcjellshmërisë termike do të përdorim konceptet dhe përcaktimet kryesore të mëposhtme:

1- Fushë temperaturash: quhet bashkësia e vlerave të temperaturave të të gjitha pikave të hapësirës që studiohet në një moment të dhënë të kohës. Shprehja matematike e fushës jo stacionare e temperaturës shkruhet:

$$t = f(x, y, z, \tau) \quad (1.1)$$

ku x, y, z – janë koordinatat e hapësirës dhe τ – koha

Në qoftë se temperatura e pikave të hapësirës (trupit) ndryshon gjatë kohës, atëherë fusha quhet jostacionare, dhe në qoftë se nuk ndryshon atëherë fusha quhet stacionare.

Ekuacioni i fushës stacionare i temperaturës shkruhet: $t=f(x,y,z)$.

Ekuacioni i fushës stacionare i temperaturës në një drejtim (x) ka formën:

$$t = f(x) \quad (1.1.a)$$

2. Sipërfaqe izotermike quhet vendi gjeometrik i pikave të hapësirës që për një çast të kohës kanë temperaturë të njëjtë. Sipërfaqet izotermike nuk mund të ndërpriten me njëra –tjetrën. Në qoftë se sipërfaqet izotermike i ndërpresim me një plan, atëherë në planin e ndërprerjes marrim vijat me $t = \text{konst}$ që quhen izoterma ose vija izotermike (fig. 1.1).

3. Gradienti i temperaturës – quhet limiti i raportit të ndryshimit të temperaturës me Δt distancën ndërmjet izotermave sipas drejtimit normal Δn , i cili shprehet matematikisht:

$$\lim_{\Delta n \rightarrow \infty} (\Delta t / \Delta n) = \partial t / \partial n = \text{grad}t = \Delta t \left[\text{ }^{\circ}\text{C} / \text{m} \right] \quad (1.2)$$

¹ Termoteknika (smail DEMIRI, Angjelina SHTJEFNI, Rexhep KARAPICI), Tiranë 2007

Gradienti i temperaturës është një vektor me drejtim normal me sipërfaqen izotermike me sensin nga ana e rritjes së temperaturës (fig. 1.2).

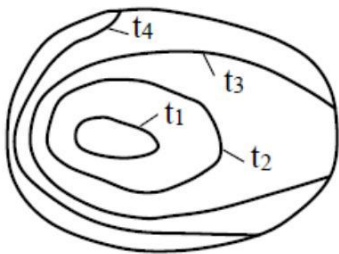


Fig. 1.1

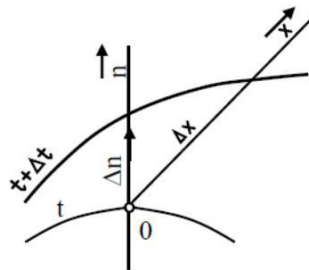


Fig. 1.2

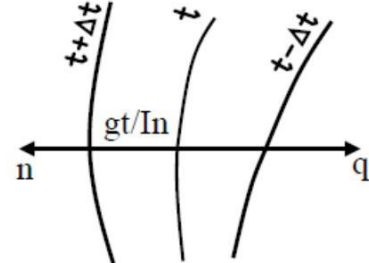


Fig. 1.3

4. Rryma termike ose e nxehtësisë quhet sasia e nxehtësisë që këmbëhet ndërmjet dy sipërfaqeve të çfarëdoshme në njësinë e kohës e cila shënohet me Q dhe matet me W . Sasia e nxehtësisë që kalon nëpërmjet njësisë së sipërfaqes dhe njësisë së kohës quhet rrymë termike specifike (ngarkesa termike specifike) ose densiteti i rrymës termike, q (W/m^2).

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{\text{rryma e nxehtësisë}}{\text{sipërfaqe}} = \frac{W}{m^2}$$

Në qoftë se rryma termike i referohet njësisë së sipërfaqes izotermike, atëherë madhësia q është vektor që përputhet me drejtimin, por me sens të kundërt të tij (fig. 1.3).

5. Ligji Furie - është një ligj eksperimental që vendos lidhjen ndërmjet densitetit të rrymës termike dhe gradientit të temperaturës:

$$\dot{q} = -\lambda (\partial t / \partial n) = -\lambda \text{grad } t \quad (1.3)$$

Shenja minus tregon se q është një vektor normal me sipërfaqen izotermike dhe me sens të kundërt me gradientin e temperaturës. Këtu λ është një karakteristikë termofizike e lëndës që karakterizon aftësinë e lëndës për të përcjellë nxehtësi dhe ka njësitë matëse $W/(m \cdot K)$.

Koeficienti λ paraqet sasinë e nxehtësisë, e cila kalon në njësinë e kohës nga $1m^2$ e sipërfaqes izotermike për gradientin e temperaturës së barabartë me njësinë. Madhësia e λ varet nga natyra e lëndës, si: nga struktura e lëndës, densiteti, lagështia, presioni, temperatura, prania e përzierjeve, etj. Koeficient të përcjellshmërisë termike (λ) më të madh kanë metalet dhe

lidhjet e tyre ku $\lambda = (7-400) \text{ W/(m K)}$. Materialet termoizoluese dhe ato të ndërtimit kanë koeficient λ të vogël që lëviz në kufijtë $\lambda = (0.02-0.3) \text{ W/(m K)}$.

Nga përvoja është vendosur vartësia lineare e koeficientit të përcjellshmërisë termike nga temperatura, në formën:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot (1 + bt) = f(t) \quad (1.4)$$

Ku:

λ_0 – është koeficienti i përcjellshmërisë termike në 0°C

b – konstante që përcaktohet në rrugë eksperimentale.

Lëndët me porozitet kanë koeficient λ të vogël. Kjo shpjegohet me faktin se hapësirat poroze mbushen me gaze që kanë λ shumë të vogël. Kështu p.sh penobetonet, polisterolet, etj. që përdoren në ndërtim kanë porozitet të madh dhe pra λ të vogël dhe prandaj përdoren si materiale termoizoluese. Për materialet me lagështi, koeficienti λ është më i madh se për material të thatë apo për ujin e marrë veçanërisht. Kështu p.sh për tullën e thatë $\lambda = 0,35$ për ujin $\lambda = 0,6$ dhe për tullën me lagështi $\lambda = 0,9 \text{ W/(m K)}$.

2.2 Dhënia e nxehtësisë me konveksion

Në qoftë se pranë një sipërfaqeje të një trupi të ngurtë lëviz një fluid, temperatura e të cilit është e lartë ose më e ulët se temperatura e sipërfaqes së trupit (fig. 1.4), atëherë ndërmjet fluidit dhe trupit të ngurtë ndodh dhënia e nxehtësisë. *Procesi i kalimit të nxehtësisë nga lëngu ose gazi në lëvizje në sipërfaqen e trupit të ngurtë dhe anasjelltas, quhet dhënia e nxehtësisë me konveksion ose thjesht konveksion.* Meqë, kemi kontakt të drejtpërdrejtë, transmetimi (këmbimi) sipërfaqësor i nxehtësisë me konveksion shoqërohet edhe me fenomenin e përcjellshmërisë termike të fluidit ose gazit (pranë sipërfaqes së kontaktit). Procesi i dhënies së nxehtësisë me konveksion është i lidhur në mënyrë të pandarë me zhvendosjen e vetë mjedisit. Prandaj, konveksioni realizohet vetëm me fluidet dhe me gazet, pjesët e grimcave e të cilave mund të zhvendosen me lehtësi në hapësirë.

Sipas shkakut të lëvizjes së fluideve kemi lëvizje të lirë ose lëvizje të detyruar. Lëvizja e fluidit (ose gazit), për shkak të diferencës së temperaturave (diferencës së densiteteve) në pika të ndryshme të hapësirës, quhet lëvizje e lirë (ose lëvizje natyrale). Në këtë rast kemi të bëjmë me konveksionin natyral ose të lirë. Ndërsa lëvizja e fluidit ose e gazit (pra e fluidit, f) që lind nga veprimi mekanik i jashtëm (p.sh.: nga veprimi i një pompe ose ventilatori) quhet

lëvizje e detyruar. Në këtë rast kemi të bëjmë me konveksionin e detyruar. Lëvizja e detyruar dhe e lirë mund të ekzistojnë njëkohësisht.

Rryma termike që jepet në dhënien e nxehtësisë me konveksion përcaktohet me formulën e Njutonit:

$$Q = \alpha A (t_f - t_s) = \alpha \cdot A \cdot \Delta t \text{ [W]} \quad (1.5)$$

α , W/(m²K) - quhet koeficienti i dhënies së nxehtësisë me konveksion,

$$\text{Ose: } \alpha = \frac{Q}{A(t_f - t_s)} = \frac{Q}{A\Delta t} = \frac{J}{m^2 s K} = \frac{W}{m^2 K} \quad (1.6)$$

Duke marrë: $A = 1 \text{ m}^2$, $\Delta t = 1 \text{ K}$, kemi: $\alpha = Q \Rightarrow \text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$

Nga formula (1.15) duket se koeficienti α paraqet sasinë e nxehtësisë, e cila këmbëhet nga njësia e sipërfaqes në njësinë e kohës për diferencën e temperaturave ndërmjet fluidit dhe sipërfaqes së murit në 1⁰C ose 1K.

Ekuacioni (1.14) mund të shkruhet edhe në formën:

$$Q = \frac{t_f - t_s}{\frac{1}{\alpha \cdot A}} = \frac{t_f - t_s}{R_k} \quad (1.7)$$

ku rezistenca termike e konveksionit është

$$R_{kf} = \frac{1}{\alpha \cdot A} = \frac{t_f - t_s}{Q}, \frac{K}{W} \quad (1.8a)$$

Kur rezistenca i referohet njësisë së sipërfaqes ($A = 1 \text{ m}^2$) kemi:

$$R_k = \frac{1}{\alpha} = \frac{t_f - t_n}{q}, \frac{m^2 K}{W} \quad (1.8b)$$

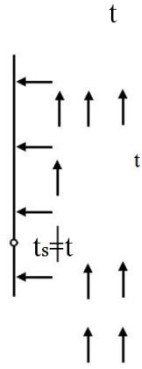


Fig. 1.4

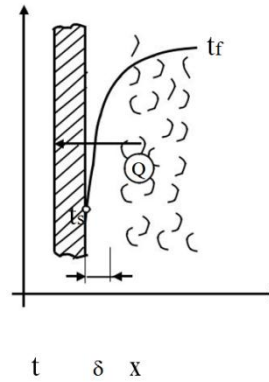


Fig. 1.5

Fig.1.4 dhe 1.5 Për dhënien e nxehtësisë pranë shtresës kufitare të fluidit në bazë të ligjit Furje

2.2.1 Përcaktimi i koeficientit të konveksionit

Përcaktimi i koeficientit α është një problem mjaft i vështirë pasi ai varet nga të gjithë ato faktorë që përcaktojnë dhënien e nxehtësisë me konveksion.

Në rastin me të përgjithshëm, koeficienti α është funksion i formës së sipërfaqes A (të pllakës ose tubit), i përmasave l_1, l_2, \dots , i temperaturës dhe i shpejtësisë së lëvizjes së fluidit t_f dhe w) i vetive fizike të fluidit ose gazit ku përfshihen: koeficienti i përcjellshmërisë termike λ , nxehtësia specifike c_p , densiteti ρ , viskoziteti dinamik μ , dhe i faktorëve të tjerë, si më poshtë.

$$\alpha = f(w, \Phi \cdot t_s \cdot t_l \cdot \lambda \cdot c_p \cdot \rho \cdot \mu \cdot l_1 \cdot l_2 \dots) \quad (1.9)$$

$$dQ = -\lambda (\partial_t \partial_x) dA \quad (1.9a)$$

Për po këtë sipërfaqe elementare dA sipas ligjit të Njutonit (për dhënien e nxehtësisë me konveksion) mund të shkruajmë:

$$d\dot{Q} = \alpha (t - t_s) dA = \alpha \cdot \Delta t \cdot dA \quad (1.9.b)$$

Duke barazuar anët e djathta të ekuacioneve a dhe b kemi:

$$\alpha = -\frac{\lambda}{t - t_s} \cdot \left(\frac{\partial_t}{\partial_x} \right) = -\frac{\lambda_s}{\Delta t} \frac{\partial t}{\partial x} \quad (1.10)$$

Ky është ekuacioni diferencial i këmbimit të nxehtësisë që shpreh procesin e kalimit të nxehtësisë pranë trupit. Për shkak të faktorëve të shumtë nga të cilët varet koeficienti α , zgjidhja e ekuacionit (1.9) është shumë e vështirë dhe mjaft e kufizuar. Rëndësi të madhe në studimin e konveksionit merr eksperimenti. Prandaj, për përcaktimin e koeficientit α përdoret gjerësisht teoria e ngjashmërisë, e cila në fakt është teoria e eksperimentit.

Kriteri i Nusseltit; Kriteret e ngjashmërisë. Nga studimi i teorisë së ngjashmërisë në fenomenet e konveksionit janë nxjerrë disa madhësi karakteristike pa përmasa, të cilat quhen kritere të ngjashmërisë që shënohen sipas germave të para të shkencëtarëve që i kanë futur në përdorim. Për konveksionin përdoren kriteri i Nusseltit (Nu); kriteri i Reynoldsit (Re), kriteri i Grashofit (Gr), kriteri i Prand-lit (Pr) dhe kriteri i Pekleit (Pe).

Kriteri që kërkohet është ai i Nuseltit, sepse ai përmban koeficientin α që karakterizon intensivitetin e dhënies së nxehtësisë me konveksion.

Kriteret e tjerë përcaktohen me formulat:

$$Nu = (\alpha \lambda) \text{ ose } Nu = (\alpha \cdot d \lambda) \quad (1.11)$$

$$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \beta \Delta t; 2 - R = \frac{w \cdot l}{\nu}; 3 - Pr = \frac{\nu}{a} \quad (1.11a)$$

ku:

g – shpejtimi i forcës së gravitetit;

ν – koeficienti i viskozitetit kinematik;

β - koeficienti i bymimit termik, për efekt të ndryshimit temperaturës. l dhe

d – përmasat – gjatësia dhe diametri

$a = \lambda / (c \cdot \rho)$ koeficienti i përçjellshmërisë së temperaturës në trup; w – shpejtësia e lëvizjes së fluidit ose e gazit (pra e fluidit).

Kuptimin fizik të numrit apo kriterit të Nusseltit mund ta nxjerrim duke konsideruar një shtresë të fluidit me trashësi δ - në të cilin është vendos një diferencë temperaturash.

$$\Delta T = T_{m1} - T_{m2} = \Delta t = t_{m1} - t_{m2} \quad (1.11b)$$

$$T_{m2} = t_{m2}$$

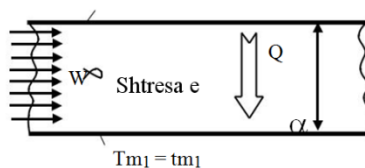


Fig. 1.6.

Kur fluidi është në qetësi, kemi kalim nxehtësie me përcjellshmëri, ndërsa kur fluidi vihet në lëvizje – kemi kalim apo dhënie nxehtësie me konveksion. Nxehtësia që do të transmetohet për të dy rastet – veç e veç llogaritet:

Formojmë raportin:

$$Q_t = \alpha \cdot A \Delta_t \quad \text{dhe} \quad Q_p = \frac{\lambda}{\delta} \alpha \cdot \Delta_t \quad (1.12)$$

$$\frac{Q}{Q_p} = \frac{\alpha A \Delta_t}{\frac{\lambda}{\delta A \Delta_t}} = \frac{\frac{\delta}{\lambda A}}{\frac{1}{\alpha A}} = \frac{R_p}{R_k} = Nu = \frac{\alpha \delta}{\lambda} \quad (1.13a)$$

Jep kriterin ose numrin pa përmasa të Nursseltit (Nu)-i emërtuar kështu për nder të Wilhelm Nursselt. Me këtë kriter tregohet se sa i madh është konveksioni përkundrejt përcjellshmërisë termike për shtresën e njëjtë të fluidit, ose (në të kundërt) sa herë më e madhe është rezistenca e përcjellshmërisë termike ndaj asaj të konveksionit.

Vlera e $Nu=1$ është karakteristike për përcjellshmërinë termike të pastër, pikërisht në një shtresë fluidi. Me rritjen e mëtejshme të numrit (Nu) zhvillohet më tej fenomeni i konveksionit, duke u bërë më intensiv.

Ekuacioni kriterial për përcaktimin e kriterit Nu kur ekzistojnë njëkohësisht konveksioni i lirë dhe i detyruar shkruhet:

$$Nu = f(Re, Gr, Pr) \quad (1.13b)$$

Për konveksionin e detyruar (lëvizje e detyruar e fluidit ose gazit)

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (1.14)$$

Për konveksionin e lirë (lëvizje e lirë e fluidit ose gazit)

$$Nu = f(Gr, Pr) \quad (1.15)$$

Kur fluidi që rrjedh është gaz me të njëjtën numër atome në molekulë me ajrin ekuacionet e mësipërme thjeshtohen respektivisht me formën:

$$Nu = f(Re), Nu = f(Gr) \quad (1.16)$$

Për të gjithë ekuacionet kriteriale janë të domosdoshëm edhe temperatura llogaritëse e fluidit dhe përmasat llogaritëse të trupit të ngurtë, etj. temperaturat llogaritëse nga e cila varen vetitë fizike të fluidit, që për konveksionin e detyruar merret si mesatare aritmetike e temperaturave të fluidit – në fillim dhe në mbarim të procesit; dhe (për konveksionin natyral);

– merret si mesatare aritmetike e temperaturës së murit me atë të fluidit. Si përmasë llogaritëse pranohet ajo sipas të cilës bëhet lëvizja. Kështu p.sh. diametri i brendshëm ose i jashtëm merret kur lëvizja bëhet gjatë tubit, brenda ose jashtë tij, ndërsa gjatësia ose lartësia e murit, për lëvizje sipas drejtimit horizontal ose vertikal. Për kanalet me seksion A , jo rrethor e me perimetër P , si përmasë përcaktuese përdoret diametri hidraulik i tyre.

$$d_h = 4F/P \quad (1.17)$$

Karakteri i lëvizjes së fluidit ose gazit pranë murit varet nga forma e sipërfaqes, pozicioni i saj në hapësirë dhe nga drejtimi i rrymës termike. Në fig.1.7 (a,b,c,d,e) po tregojmë tablonë e lëvizjes së mbartësit të nxehtësisë pranë murit të nxehtë vertikal (a) pranë murit të nxehtë horizontal b dhe c dhe pranë murit të ftohtë horizontal d dhe e .

Nga përpunimi i rezultateve të shumta, të nxjerrë gjatë studimit të dhënies së nxehtësisë në rastin e konveksionit të lirë, është përcaktuar se ekuacioni kriterial për llogaritjen e koeficientit mesatar α është si më poshtë: (i cili vlenë për forma të ndryshme të sipërfaqes që këmben nxehtësi ndër të tjera edhe për sipërfaqen e rrafshët pranë murit vertikal ose horizontal fig.1.7).

$$Nu_m = c(Gr \cdot Pr)_m^n \quad (1.18)$$

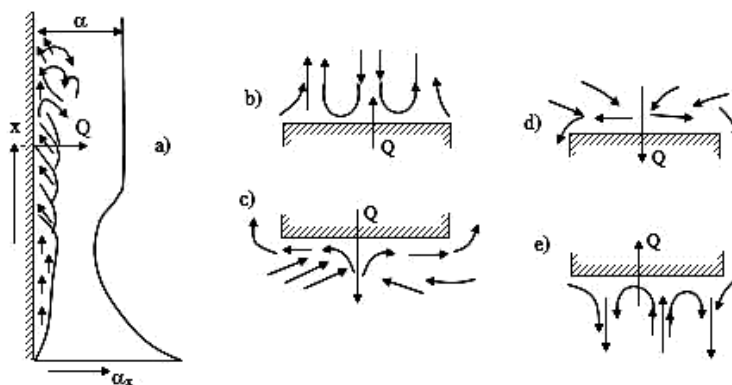


Fig. 1.7- a,b,c,d,e. Vlera e koeficientëve (c) dhe (n), varen nga produkti

Tabela 1.1. Vlerat (c) dhe (n)

Gr, Pr	n	c
$10^{-3} \div 5^2 \cdot 10^2$	1,18	1/8
$5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^1$	0,54	1/4
$2 \cdot 10^1 \div 10 \cdot 10^{12}$	0,135	1/3

Përmasa përcaktuese varet nga forma dhe vendosja e sipërfaqes që këmben nxehtësi. Për tubin, përmasa përcaktuese në llogaritje të Nu është diametri (d), për pllakën ose murin vertikal lartësia e tij (h), për sipërfaqen horizontale plane – përmasa më e vogël e saj, l etj.

2.3 Llojet e këmbyesve të nxehtësisë

Këmbyesit e nxehtësisë janë pajisje që sigurojnë transferimin e energjisë² termike midis dy ose më shumë fluideve në temperatura të ndryshme. Këmbyesit e nxehtësisë janë të përdorura në një shumëllojshmëri aplikimesh, të tilla si prodhimi i energjisë, procesi, industritë kimike dhe ushqimore, elektronikë, inxhinieri mjedisore, mbeturina rikuperimin e nxehtësisë, industrinë e prodhimit, ajër të kondicionuar, ftohje etj. Këmbyesit e nxehtësisë mund të klasifikohen si në vijim:

1. Rekuperuesit dhe regjeneruesit;
2. Proceset e transferimit: kontakt të drejtpërdrejtë dhe kontakt jo-të drejtpërdrejtë ;
3. Gjeometria e ndërimit: tuba, pllaka, dhe sipërfaqet e zgjatura;
4. Mekanizmat e transferimit të nxehtësisë: rrymimi njëfazor ose dyfazorë;
5. Rregullimet e rrjedhës: rrjedhat me rrymim paralele, flukset e kundërt, dhe rrjedhjet e kryqëzuara.

2.4 Rekuperimi dhe rigjenerimi

Rekuperatorë quhen këmbyesit e nxehtësisë me kontakt të jo-drejtpërdrejtë të cilët fluidet rrymojnë njëkohësisht përgjatë murit të hollë ndarës, ku nxehtësia bartet prej fluidit më të nxehtë kah fluidi më i ftohtë. Rekuperatorët paraqesin këmbyesit më të zbatuar në praktikën industriale në përgjithësi.

² Fundamentals Of Heat Exchanger Design Author: Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic, Publisher: Wiley Pages: 750 Published: 2002-06

- a. Këmbyesit rekuperatorë me rrymim paralel njëkahor;
- b. Këmbyesit rekuperatorë me rrymim paralel kundërkahor;
- c. Këmbyesit rekuperatorë me rrymim tërthorë, ose paraqesin ndonjë kombinim të tyre.

Te këmbyesit rekuperatorë, këmbimi i nxehtësisë bëhet nëpërmjet murit ndarës ndërmjet fluidit më të nxehtë dhe atij më të ftohtë, të cilët njëkohësisht rrymojnë përgjatë sipërfaqeve të murit ndarës. Në këtë rast nxehtësia bartet prej fluidit më të nxehtë te ai më i ftohtë. Kjo mënyrë e këmbimit të nxehtësisë është ilustruar skematikisht në fig. 2.1. Për dallim nga këmbyesit rekuperatorë, këmbimi i nxehtësisë të këmbyesit *regeneratorë* bëhet përmes të njëjtës sipërfaqe, duke kaluar përgjatë saj, njëherë njëri fluid e pastaj fluidi tjetër.

2.5 Proceset e transferimit- kontakt të drejtpërdrejtë dhe kontakt jo-të drejtpërdrejtë

Ekzistojnë kritere të ndryshme³ për klasifikimin e këtyre pajisjeve. Klasifikimi më i gjerë i tyre mbështetet në mënyrën e kontaktit të fluideve gjatë këmbimit të nxehtësisë. Sipas këtij kriteri, dallohen llojet vijuese të këmbyesve të nxehtësisë:

- Këmbyesit të nxehtësisë me kontakt jo-të drejtpërdrejtë të fluideve dhe
- Këmbyesit të nxehtësisë me kontakt të drejtpërdrejtë të fluideve

Këmbyesit e nxehtësisë mund të klasifikohen) në bazë të ndërtimit, rregullimit të rrymimit, kompaktësisë së sipërfaqeve, numrit të fluideve, mekanizmave të transmetimit të nxehtësisë siç shihen në fig. 2.1 të modifikuar nga Shah ose sipas funksioneve të procesit, të paraqitura në fig. 2.2.

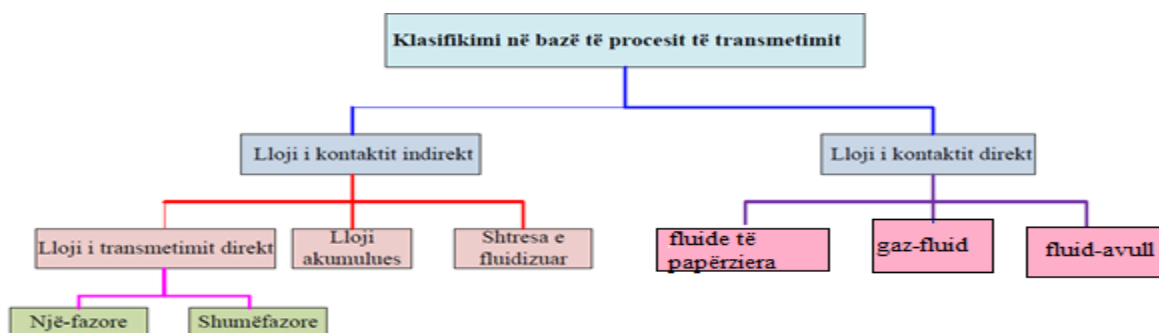


Fig. 2.1. Klasifikimi në bazë të procesit të transmetimit

³ Fundamentals Of Heat Exchanger Design Author: Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic, Publisher: Wiley Pages: 751 Published: 2002-06

Te këmbyesit e nxehtësisë me kontakt të drejtpërdrejtë të fluideve në figurën 2.3a, këmbimi i nxehtësisë bëhet duke i vënë në kontakt të drejtpërdrejtë fluidin më të ftohtë, pa ndërmjetësimin e ndonjë trupi (muri) të ngurtë ndarës ndërmjet fluideve. Ky lloj i këmbimit të nxehtësisë zakonisht realizohet ndërmjet fluideve që pas këmbimit mund të ndahen relativisht lehtë, siç është rasti gjatë ftohjes së ujit të nxehtë të termoelektranave me anë të ajrit të ftohtë. Këta këmbyes të nxehtësisë quhen *këmbyes me përzierje*. Në fig. 2.2. është paraqitur skematikisht këmbimi i nxehtësisë ndërmjet flluskës së ndonjë gazi të nxehtë me lëngun e ftohtë.

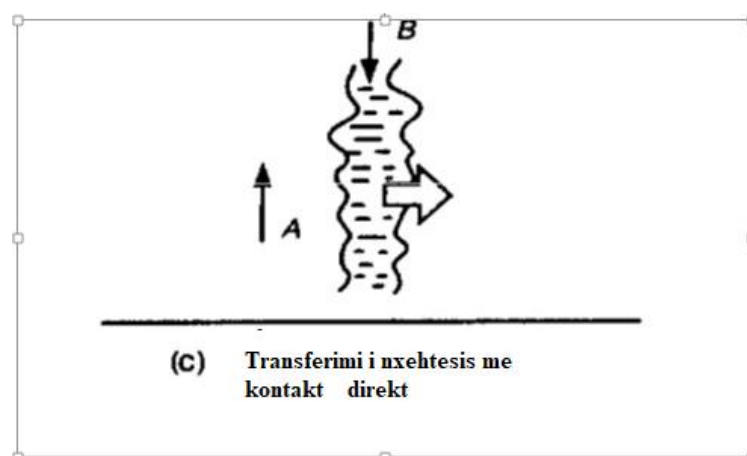


Figura 2.2a, Këmbyesit e nxehtësisë me kontakt të drejtpërdrejtë, procesi i transferimit me kontakt të drejtpërdrejtë.

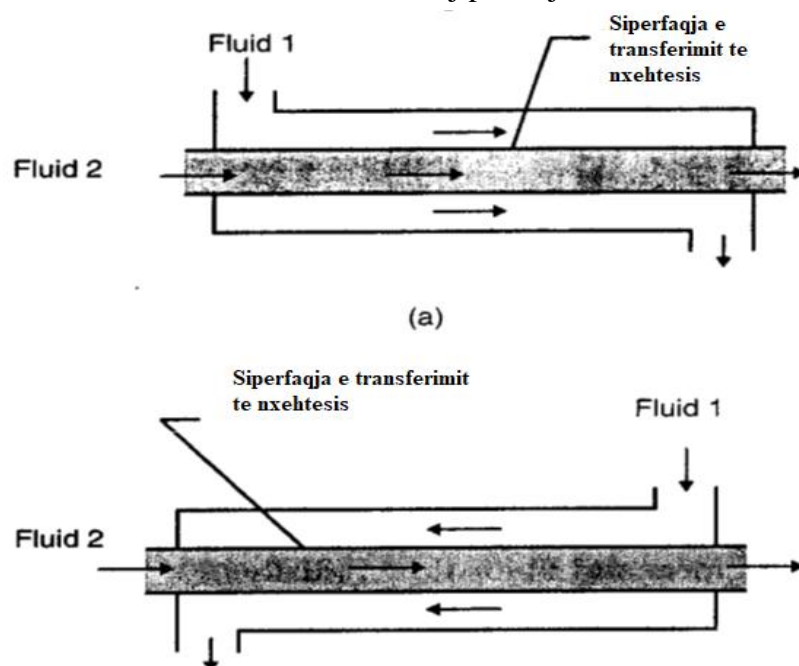


Figura 2.2b. Këmbyesit e nxehtësisë me kontakt jo- të drejtpërdrejtë: (a) këmbyesi i nxehtësisë njëkahore; (b) këmbyesi i nxehtësisë dykahor

Këmbimi i nxehtësisë të këmbyesit me kontakt jo të drejtpërdrejtë bëhet pa kontaktin e drejtpërdrejtë të fluideve ndërmjet të cilëve bëhet këmbimi i nxehtësisë, por me ndërmjetësimin e të ashtuquajturës sipërfaqe e nxehtë.

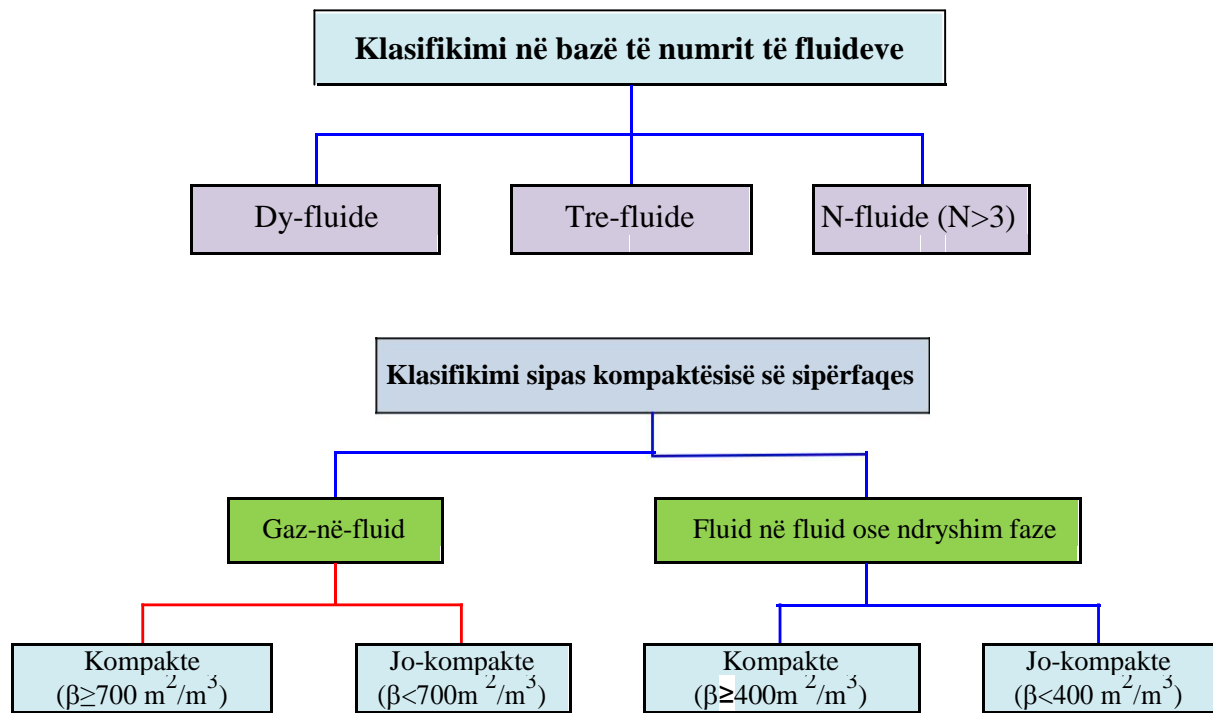


Fig.2.3. Klasifikimi në bazë të numrit të fluideve

2.6 Gjeometria e ndërtimit

Këmbyesit e nxehtësisë së drejtpërdrejtë të transferimit të nxehtësisë janë shpesh të përshkruar në aspektin e karakteristikave të ndërtimit të tyre. Llojet e ndërtimit janë tuba, pllaka, dhe këmbyesit e nxehtësisë sipërfaqësore të zgjeruar.

2.6.1 Këmbyesit e tubave të nxehtësisë

Këmbyesit e nxehtësisë të tubave janë ndërtuar nga tuba rrethorë. Një lëng rrjedh brenda tubave dhe të tjerët rrjedhin në pjesën e jashtme të tubave. Karakteristikë janë diametri i tubave, numri i tubave, gjatësia e tubit, katrani i tubit. Prandaj, ka një fleksibilitet të konsiderueshëm në dizajni i tyre.

Këmbyesit e nxehtësisë të tubave mund të klasifikohen më tej si më poshtë:

1. Këmbyesit e nxehtësisë me dy tuba
2. Këmbyesit e nxehtësisë Shell (kuti) dhe tub
3. Këmbyesit e nxehtësisë spirale-tub

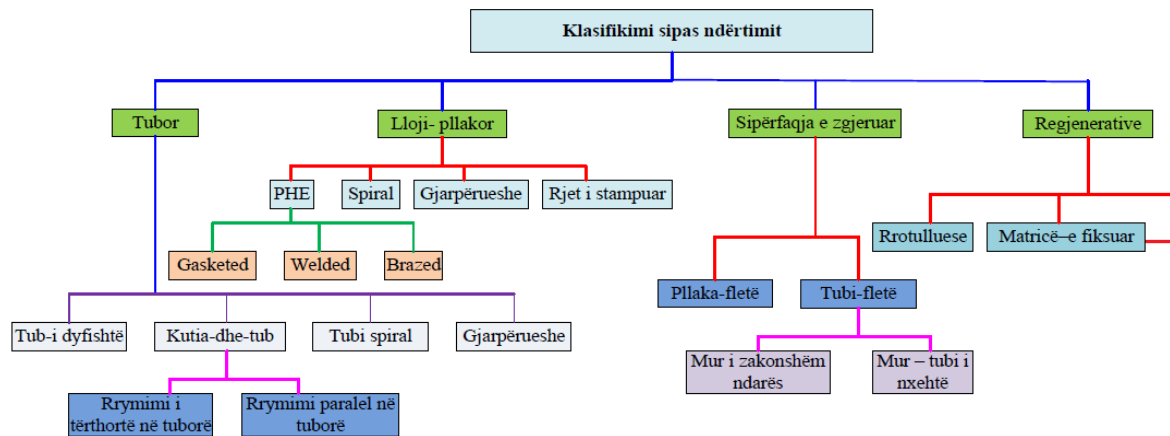


Fig.2.4. Klasifikimi sipas ndërtimit

2.6.2 Këmbyesit e nxehtësisë pllakë

Këmbyesit e nxehtësisë pllakë⁴ janë ndërtuar nga pllaka të holla që formojnë kanale rrjedhëse fluidi, rrymat ndahen nga pllaka të sheshta të cilat janë të lëmuara ose mes të cilave shtrihen fletë të valëzuara. Këmbyesit e nxehtësisë së pllakave përdoren për transferimin e nxehtësisë për secilin kombinim të gazrave, fluideve dhe rrjedhave dyfazore. Këta këmbyes të nxehtësisë mund të klasifikohen më tej si pllakë me shtresa, pllakë spirale ose lamela.

2.6.3 Këmbyesit e nxehtësisë pllakë me shtresa

Një këmbyes e tipik pllakë është paraqitur në figurat 2.5. Këmbyesi pllakë i nxehtësisë me shtresa përbëhet nga një seri pllakash të holla me valëzim ose sipërfaqe të valëzuara që ndajnë fluidet. Pllakat vijnë me pjesët e qosheve që janë të rregulluara në mënyrë që të në mes të dyjave duhet të kalojë nxehtësia që këmben rrjedhën përmes hapësirave alternative të ndërlydhura.

⁴ HEAT EXCHANGERS Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition, Sadik Kakac, Hongtan Liu, Anchasa Pramuanjaroenkij 1998

Dizajni i përshtatshëm dhe shtresat lejojnë një pigr të pllakave që do të mbahen së bashku me bulonat e ngjeshur të bashkuar me pllakat fundore.

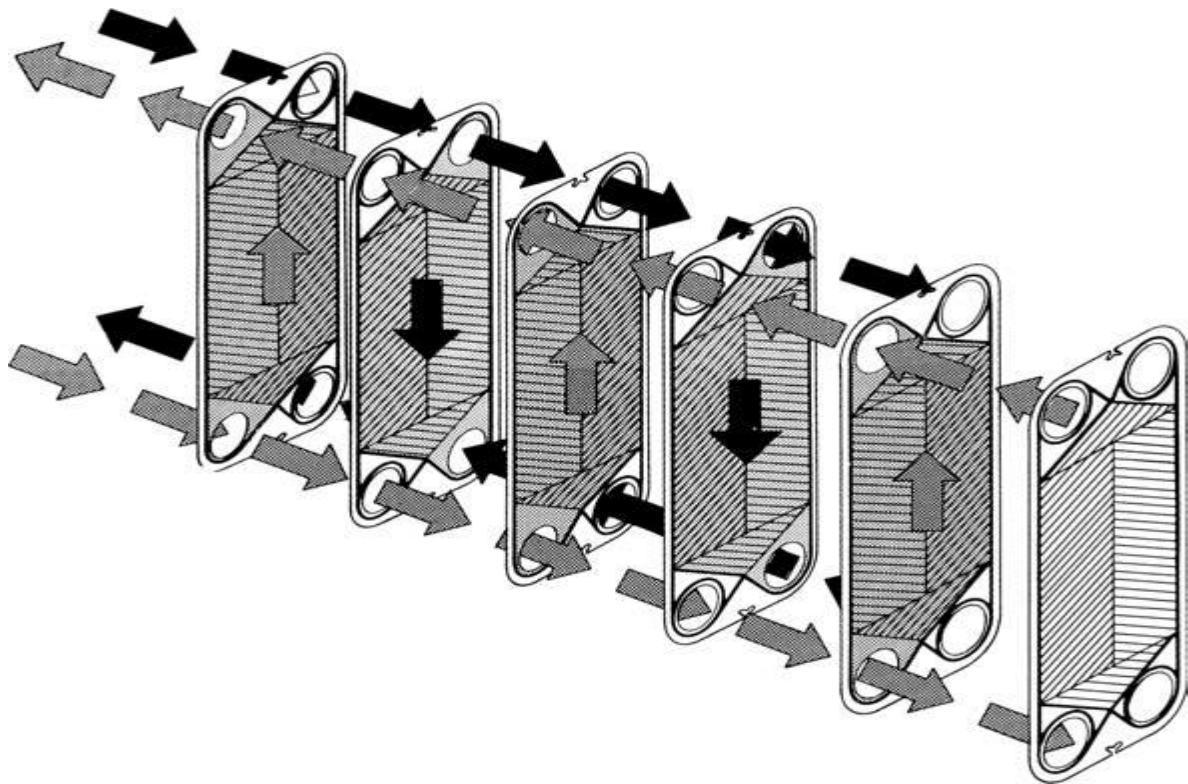


Figura 2.5. Rruga e rrjedhës në një këmbyses të nxehtësisë pllakë me shtresa. (Alfa Laval Termike AB.)

Këmbyesit e nxehtësisë pllakë me shtresa zakonisht janë të kufizuara në rrjedhat e fluideve me presione nën 25 bar dhe temperatura nën rreth 250 °C. Që nga rrjedha, kalimet janë mjaft të vogla, forca e fortë jep koeficient të lartë të nxehtësisë, pika të larta të presionit, dhe prerje të lartë lokale, e cila minimizon bllokimin. Këta këmbyes sigurojnë një transferim relativisht kompakt dhe sipërfaqe të lehtë të nxehtësisë.

Këmbyesit e nxehtësisë me pllakë përdorën zakonisht për këmbimin e nxehtësisë ndërmjet dy rrjedhave të lëngëta. Ato pastrohen lehtësisht dhe sterilizohen, ato mund të çmontohen plotësisht, kështu që ata kanë një zhvillim të gjerë në industrinë e përpunimit të ushqimit.

Zonat e transferimit të nxehtësisë shkojnë nga 0.02 m² në 4.45 m² (për pllakë). Nivelet e rrjedhjes deri në 3.500 m³/orë mund të vendosen në njësi standarde, duke u rritur në 5.000 m³/orë me hyrje të dyfishtë. Temperaturat e afrimit të ulëta deri në 1 °C janë të mundshme me këmbyesit e nxehtësisë me pllaka dhe kornizë.

Modeli i sipërfaqes në pllaka ka tendencë të nxisë përzierjen dhe turbulencën e mirë, dhe në përgjithësi ky lloj i këmbyesit të nxehtësisë ka një prirje të ulët gjatë përplasjes. Rezistencat e përplasjes të tipit 25% të atyre për këmbyesit e nxehtësisë shell dhe tub janë matur nga Heat Transfer Research Incorporated (HTRI) në SHBA.

2.6.4 Këmbyesi i nxehtësisë pllakë-fletë

Këmbyesit e nxehtësisë pllakë- fletë përdoren zakonisht për këmbimin e nxehtësisë ajër dhe ujë dhe rënia e presionit për çdo rrymë është një faktor i rëndësishëm i projektimit. Në këtë seksion, hulumtohet efekti i materialit të fletës që përdoret në parametrat e ndryshëm në këmbyesit e nxehtësisë të pllakës. Ekzistojnë disa materiale që mund të përdoren në prodhimin e këmbyesve të nxehtësisë të pllakave me brinjë, pra bakri i cili ka një vlerë të lartë të përçueshmërisë termike rreth 400 W / m K . Përveç kësaj, një nga specififikimet e bakrit e cila meriton të konsiderohet në rast të përdorimit në fushën kriogjenike (temperaturë të ulët) është se përçueshmëria e saj termike ka një lidhje të kundërt me temperaturën, ulja e temperaturës rrit performancën termike të saj. Një shembull tjetër i materialeve të përshtatshme është çeliku inox i cili rekomandohet shumë në prodhimin e këmbyesve të nxehtësisë të pllakave me brinjë për shkak të forcës së saj të lartë dhe rezistencës ndaj korrozionit dhe përplasjes, të cilat janë virtyte të rëndësishme nga pikëpamja e sigurisë. Sidoqoftë, disavantazhi kryesor i tij është përçueshmëria e ulët termike.

Avantazhi kryesor i këmbyesit të nxehtësisë të pllakës është madhësia e tij kompakte për ngarkesat e mëdha të nxehtësisë, prandaj studimet do të drejtohen për të përcaktuar llojet më të përshtatshme të konfigurimit të fletëve të materialit që do të përdoret.

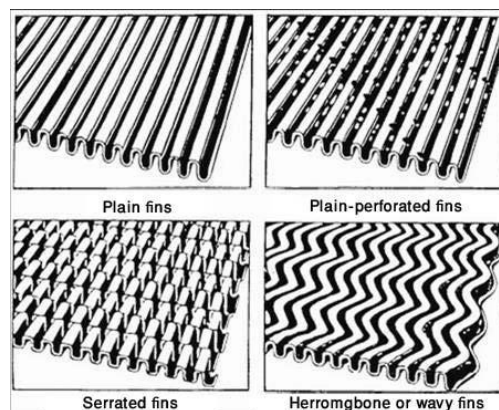


Fig. 2.6. Llojet kryesore të pllakave fletë (a. Fletë e rrafshët, b. Fletët e rrafshëta të shpuara, c. Fletët e dhëmbëzuara, d. Fletët e valëzuara me dhëmbëzorë)

2.7 Klasifikimi në bazë të mekanizmave të transmetimit të nxehtësisë

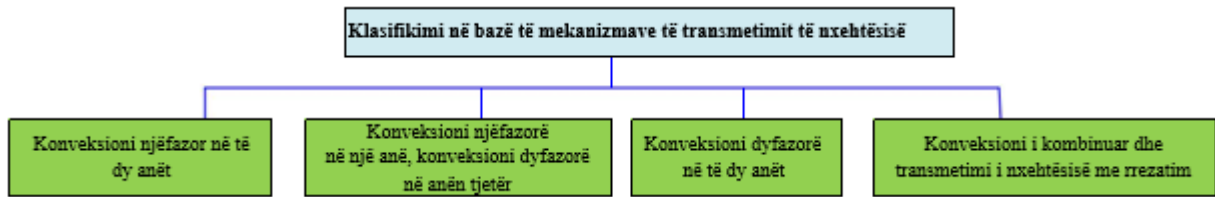
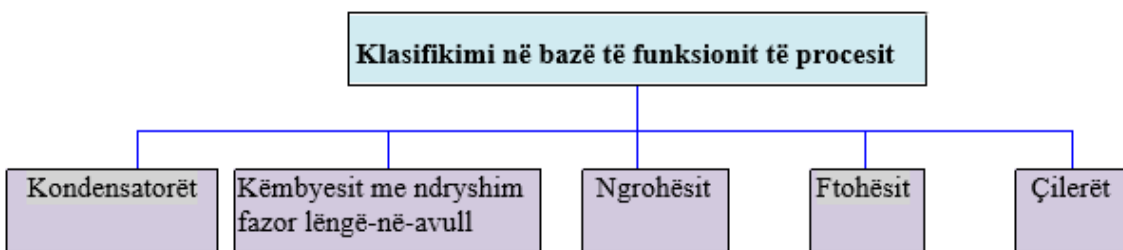
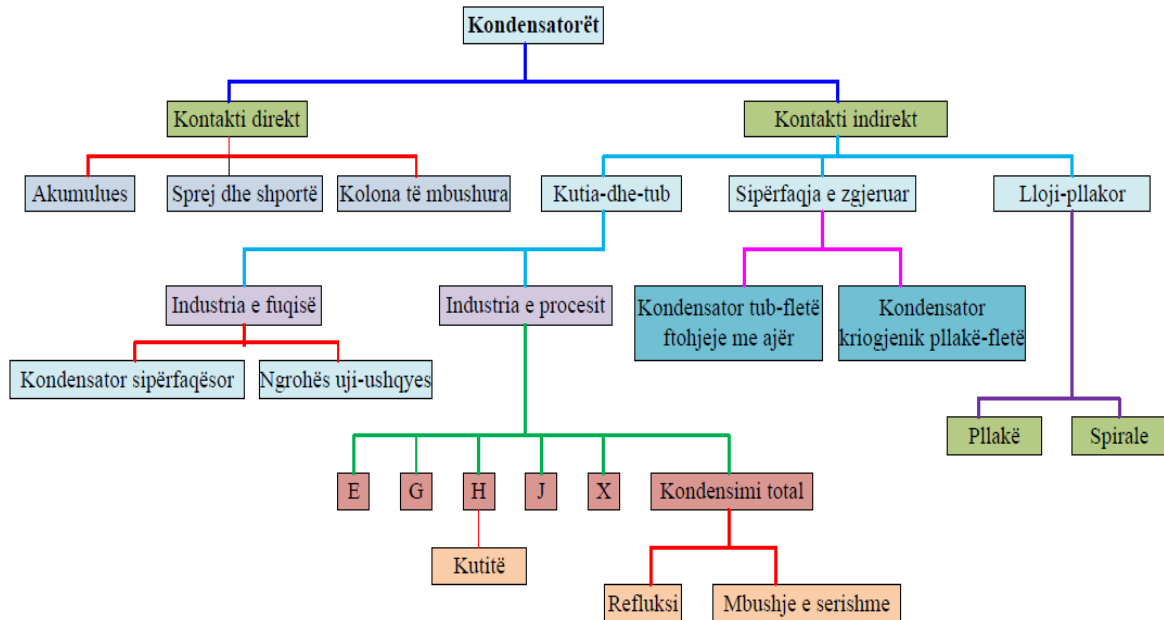


Fig. 2.6a. Klasifikimi në bazë të mekanizmave të transmetimit të nxehtësisë



(b)



(E- kutia me një kalim, G- rrymimi ndarës paralel (split), H- rrymimi ndarës paralel i dyfishtë, J- rrymimi me dy dalje (divide), X- rrymimi i tërthortë) (b)

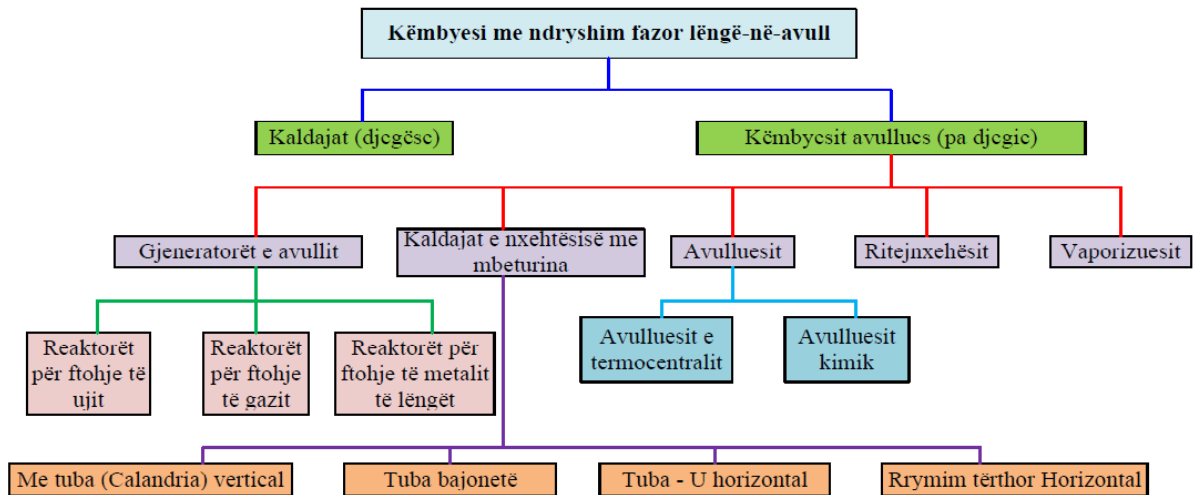


Figura 2.6.:

(b) - Klasifikimi sipas funksionit të procesit. (c) - Klasifikimi sipas kondensatorëve. (d) - Klasifikimi i këmbyesve të nxehtësisë sipas ndryshimit fazor fluid-në-avull

2.8 Rregullimet e rrymimit

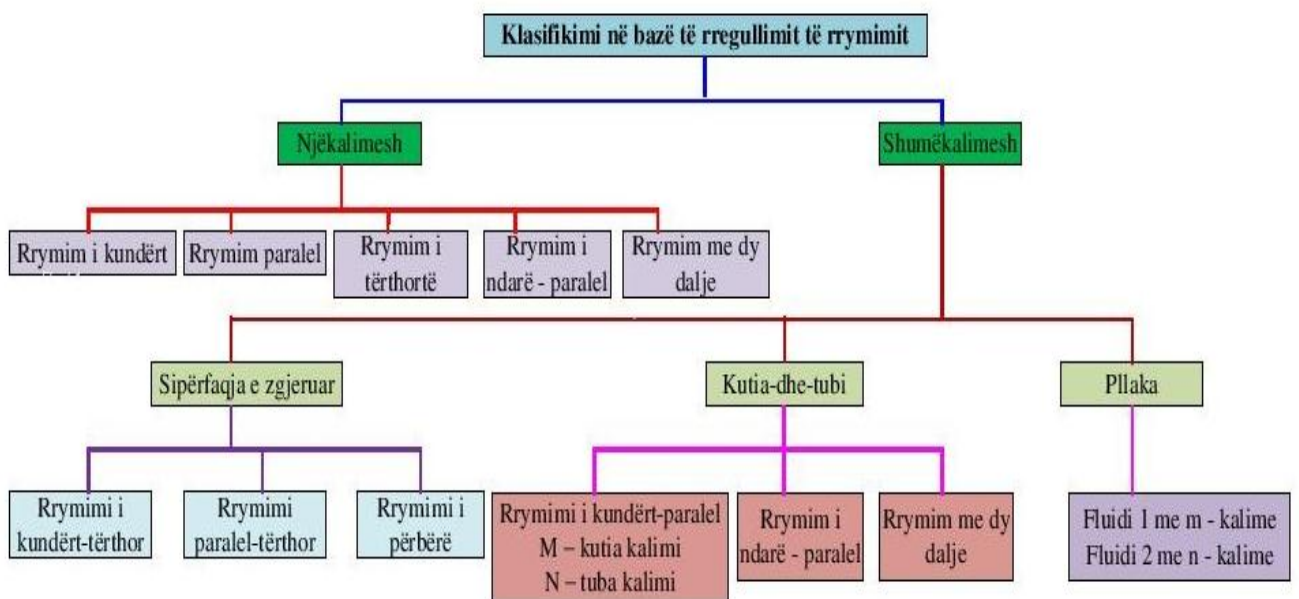


Figura 2.7.

Fig. (2.8) Rregullimet e rrymimit të këmbyesit të nxehtësisë⁵, rrymimi i fluidit nëpër gypa mund të jetë me drejtim njëkalimesh dhe shumëkalimesh.

⁵ Termofikimi dhe rrjetat termike / Fejzullah Krasniqi-Prishtinë, : Akademia e Shkencave dhe Arteve e Kosovës, 2010.-483 f.: ilustr.:24cm.-(ASHAK:Botime të Vecanta; CVIII: Seksioni i Shkencave të Natyrës; Libri 19)

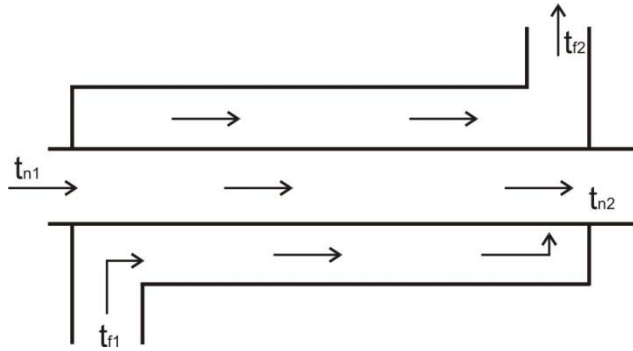


Fig. 2.8 Këmbyesi i nxehtësisë me rrymim paralel

Nxehtësia e cila këmbëhet ndërmjet dy fluideve mund të shprehet me barazimin:

$$q = K \cdot A \cdot \Delta t_m \quad (2.8.1)$$

ku janë:

$K, \frac{W}{m^2 K}$ - koeficienti i transmetimit të nxehtësisë ndërmjet dy fluideve, të cilat këmbëjnë nxehtësi,

A, m^2 - sipërfaqja nëpër të cilën ndodh transmetimi i nxehtësisë,

$\Delta t_m, ^\circ C$ - ndryshimi mesatar i temperaturës ndërmjet dy fluideve, të cilat këmbëjnë nxehtësi.

Siç shihet nga figura (2.8), për rrymimin me kahe të njëjtë, nëpër sipërfaqe elementare të këmbyesit dF , këmbëhet sasia e nxehtësisë :

$$dq = -m_n c_n dt_n = m_f c_f dt_f \quad (2.8.2)$$

ku me indeksin (n) është shënuar fluidi i ngrohtë, i cili, për arsye se jep nxehtësi, është dhënë me parashenjën (-) minus. Me indeksin (f) është shënuar fluidi, i cili merr nxehtësi (fluidi i ftohtë), prandaj e ka parashenjën (+) plus.

Në barazimet e mësipërme:

$$dt_n = -\frac{dq}{m_n \cdot c_n} \quad (2.8.3)$$

$$dt_f = \frac{dq}{m_f \cdot c_f} \quad (2.8.4)$$

Në parim, për këmbimin e nxehtësisë nëpër sipërfaqen elementare dF të këmbyesit vlen barazimi

$$dq = k \cdot dF (t_n - t_f) \quad (2.8.5)$$

ku janë:

m_n, m_f janë prurjet e fluidit të ngrohtë dhe të fluidit të ftohtë , në kg/s;

c_n, c_f nxehtësia specifike e prurjeve të fluidit të ngrohtë dhe të fluidit të ftohtë ,në kJ/kgK;

t_n, t_f temperatura e fluidit të ngrohtë dhe e fluidit të ftohtë ,në $^{\circ}\text{C}$

Kështu, kemi

$$dt_n - dt_f = d(t_n - t_f) = -\frac{dq}{m_n c_n} - \frac{dq}{m_f c_f} = -dq \left(\frac{1}{m_n c_n} + \frac{1}{m_f c_f} \right) = -K \cdot dF (t_n - t_f) \left(\frac{1}{m_n c_n} + \frac{1}{m_f c_f} \right) \quad (2.8.6)$$

$$\int_1^2 \frac{d(t_n - t_f)}{t_n - t_f} = -\int_0^F K dF \cdot \left(\frac{1}{m_n c_n} + \frac{1}{m_f c_f} \right), \text{ose} \quad (2.8.7)$$

$$\ln \frac{t_{n2} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}} = -K \cdot F \cdot \left(\frac{1}{m_n c_n} + \frac{1}{m_f c_f} \right)$$

Nga barazimet 4.3 dhe 4.4 del

$$m_n c_n = -\frac{q}{t_{n2} - t_{n1}} = \frac{q}{t_{n1} - t_{n2}} \quad (2.8.8)$$

dhe $m_f c_f = \frac{q}{t_{f2} - t_{f1}} \quad (2.8.9)$

Nëse barazimet (2.8.8) dhe (2.8.9) vendosen në barazimin (2.8.7) del

$$q = \frac{K \cdot F [(t_{n2} - t_{f2}) - (t_{n1} - t_{f1})]}{\ln \frac{t_{n2} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}}}$$

Nga bilanci termik i këmbyesit të nxehtësisë del se fluidi, i cili në këmbyes pëson ndryshim më të madh të temperaturës, ka kapacitet më të vogël termik. Ky konstatim është treguar në skemat e fig.2.9 për këmbyes me rryma të njëjta dhe këmbyesit me rryma të kundërta.

Në fig. 2.9 a,b, Ndryshimi i temperaturës përgjatë këmbyesit të nxehtësisë me rryma paralele:

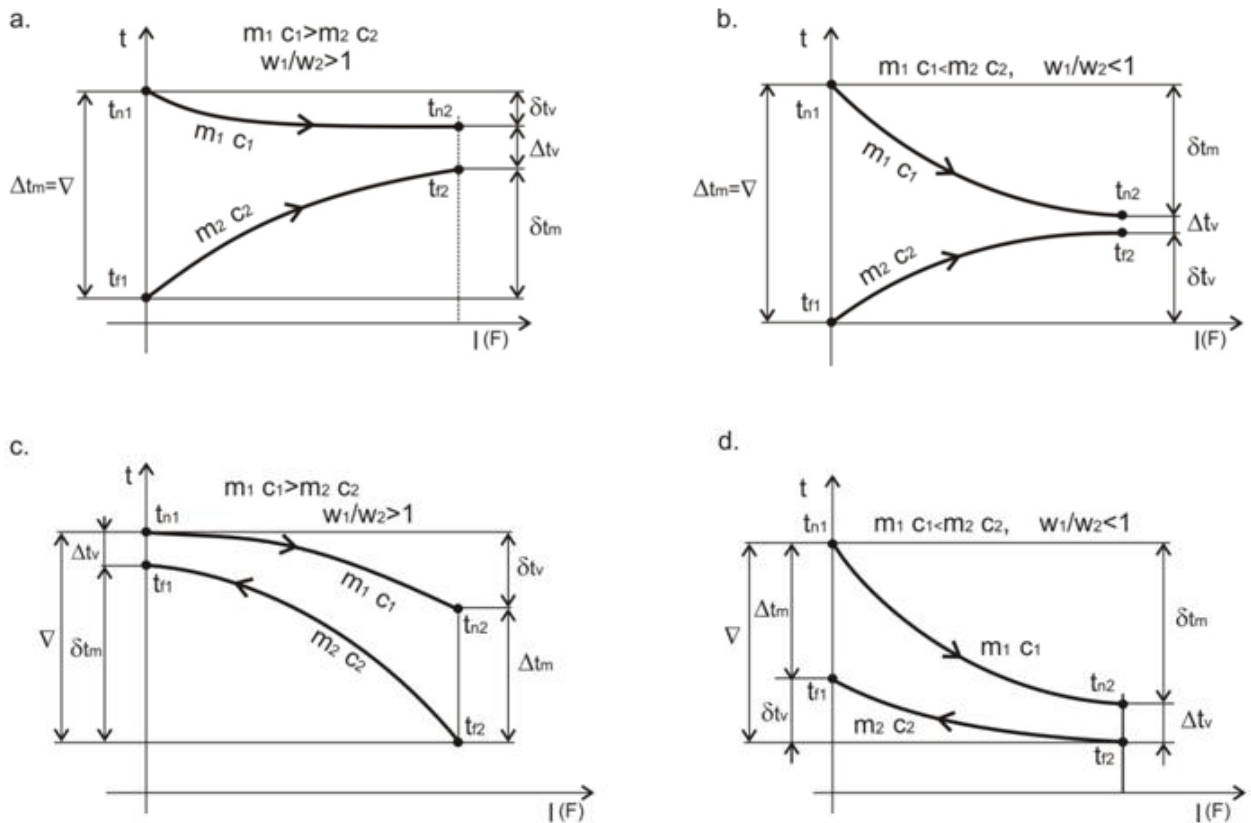


Fig.2.9. Këmbyesit me rryma të kundërta, fig.c,d.

Nëse ndryshimi ndërmjet diferencave të temperaturës Δt_1 dhe Δt_2 nuk është më i madh se 1.8 herë, atëherë në vend të diferencës së temperaturës logaritmike të përcaktuar me barazimin (2.8.10) mund të shfrytëzohet diferenca mesatare aritmetike

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{2} \quad (2.8.10)$$

Për këmbyesit me rryma të kryqëzuara, diferenca mesatare logaritmike e llogaritur për rryma të kundërta, barazimi 2.8.10 shumëzohet me një koeficient korigjues k_k . Madhësia e këtij koeficienti varet nga skemat e ndërprerjes së rrymave përgjatë rrymimit nëpër këmbyes (pengesat) dhe nga temperaturat eksternale të mbartësve të nxehtësisë dhe ajo jepet nëpërmjet tabelave dhe në diagrame. Kështu, pra, për këmbyesit e nxehtësisë me rryma të kryqëzuara vlen:

$$\Delta t_{masat}^{kryqezuar} = k_k \cdot \Delta t_m^{rr.kundert} \quad (2.8.11)$$

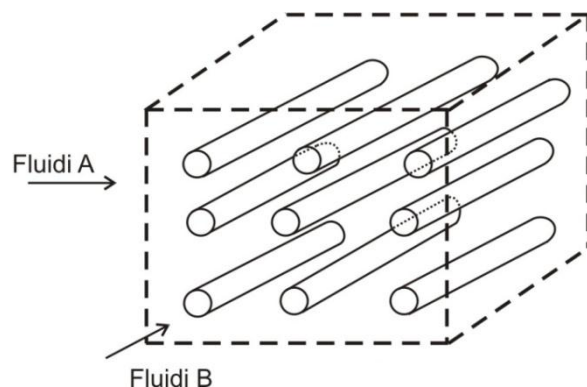


Fig.2.10. Skema e këmbyesit të nxehtësisë me rryma të kryqëzuara

Koeficienti i efikasitetit të këmbyesit të nxehtësisë, i cili, në të vërtetë, paraqet ngarkesën termike specifike jodimensionale të këmbyesit, definohet me raportin:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (2.8.12)$$

ku janë q - nxehtësia e vërtetë, e cila këmbëhet në këmbyesin e nxehtësisë;

q_{\max} - nxehtësia maksimale, e cila teoritikisht mund të këmbëhet në këmbyesin e nxehtësisë:

$$q_{\max} = (mc)_{\min} \cdot (t_{n1} - t_{f1}) \quad (2.8.13)$$

Kjo sasi e nxehtësisë q_{\max} e kushtëzon edhe ndryshimin e temperaturës së rrymës së fluidit me kapacitet termik më të madh $(mc)_{\max}$ e cila, sipas bilancit termik, del se është më e vogël sesa ndryshimi i temperaturës që ndodh me fluidin me kapacitet termik më të vogël $(mc)_{\min}$. Sipas barazimit 2.8.7 del:

$$\frac{t_{n2} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}} = e^{-\frac{K \cdot F}{m_f \cdot c_f} \left(1 + \frac{m_f \cdot c_f}{m_n \cdot c_n}\right)} \quad (2.8.14)$$

Nëse fluidi i ftohtë e ka kapacitetin termik $(mc)_{\min}$, atëherë

$$\varepsilon = \frac{t_{f2} - t_{f1}}{t_{n1} - t_{f1}} \quad (2.8.15)$$

Duke e shfrytëzuar barazimin (2.8.3) del:

$$dq = -m_n \cdot c_n \cdot dt_n, \text{ se}$$

$$q = -m_n \cdot c_n \cdot (t_{n2} - t_{n1}), \text{ përkatësisht}$$

$$t_{n2} - t_{n1} = -\frac{q}{m_n \cdot c_n} \quad (2.8.16)$$

Ndërsa nga barazimi (2.8.4) del:

$$t_{f2} - t_{f1} = \frac{q}{m_f \cdot c_f} \quad (2.8.17)$$

Sipas barazimeve 2.8.16 dhe 2.8.14 del:

$$\begin{aligned} t_{n2} - t_{f2} &= t_{n1} - t_{f1} - q\left(\frac{1}{m_n c_n} + \frac{1}{m_f c_f}\right) = \\ t_{n1} - t_{f1} - m_f c_f (t_{f2} - t_{f1})\left(\frac{1}{m_n c_n} + \frac{1}{m_f c_f}\right) &= \\ = t_{n1} + \frac{m_f c_f}{m_n c_n} (t_{f1} - t_{f2}) - t_{f2} & \end{aligned} \quad (2.8.18)$$

Nëse barazimin (2.8.18) e zëvendësojmë në (2.8.14) del:

$$\begin{aligned} \frac{t_{n2} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}} &= \frac{t_{n1} + \frac{m_f c_f}{m_n c_n} (t_{f1} - t_{f2})}{t_{n1} - t_{f1}} = \\ &= \frac{t_{n1} + \frac{m_f c_f}{m_n c_n} (t_{f1} - t_{f2}) - t_{f2} - t_{f1} - t_{f1}}{t_{n1} - t_{f1}} = \\ &= 1 + \frac{m_f c_f}{m_n c_n} \cdot \frac{t_{f1} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}} + \frac{t_{f1} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}} = \\ &= 1 - \left(1 + \frac{m_f c_f}{m_n c_n}\right) \cdot \varepsilon \end{aligned} \quad (2.8.19)$$

Duke pasur parasysh se,

$$\varepsilon = \frac{t_{f2} - t_{f1}}{t_{n1} - t_{f1}} \quad (2.8.20)$$

Nga barazimet 2.8.14 dhe 2.8.19 del:

$$\frac{t_{n2} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}} = 1 - \left(1 + \frac{m_f c_f}{m_n c_n}\right) \cdot \varepsilon = e^{-\frac{K \cdot F}{m_f \cdot c_f} \left(1 + \frac{m_f c_f}{m_n c_n}\right)} \quad (2.8.21)$$

Përkatësisht

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\frac{K \cdot F}{m_f \cdot c_f} \left(1 + \frac{m_f \cdot c_f}{m_n \cdot c_n}\right)}}{1 + \frac{m_f \cdot c_f}{m_n \cdot c_n}} \quad (2.8.22)$$

Nëse fluidi i ftohtë ka vlerë më të vogël të kapacitetit termik, ai shënohet

$$W_v = m_f \cdot c_f, \quad (2.8.23)$$

ndërsa vlera më e madhe e kapacitetit termik me

$$W_m = m_n \cdot c_n \quad (2.8.24)$$

Ekuacioni (2.8.22) merr formën

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\frac{K \cdot F}{W_v} \left(1 + \frac{W_v}{W_m}\right)}}{1 + \frac{W_v}{W_m}} \quad (2.8.25)$$

Shprehja $\omega = \frac{K \cdot F}{W_M}$, quhet numri i njëjësive transmetuese NTU, meqë, në të vërtetë, ajo është

matëse e kapacitetit (madhësisë) të këmbyesit.

Në kushtet kur kapaciteti termik i fluidit W_v është më i vogël për fluidin e ngrohtë, atëherë procedura e nxjerrjes së barazimit për ε është e ngjashme, përveç në vend të $m_f \cdot c_f$ marrim $m_n \cdot c_n$, etj.

Me analizë të ngjashme arrijmë gjer të vlera e koeficientit të efikasitetit ε edhe për rrjedhjen e fluidit me rryma të kundërta, madje:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\frac{K \cdot F}{W_v} \left(1 - \frac{W_v}{W_m}\right)}}{1 - \frac{W_v}{W_m} e^{-\frac{K \cdot F}{W_v} \left(1 - \frac{W_v}{W_m}\right)}} \quad (2.8.26)$$

Pasi që është përcaktuar koeficienti i efikasitetit të këmbyesit të nxehtësisë ε , për të gjithë tipat e këmbyesve konvektivë të nxehtësisë mund të përcaktohet ngarkesa termike e këmbyesit sipas barazimit:

$$Q = \varepsilon \cdot W_v \cdot \nabla \quad (2.8.27)$$

ku $\nabla = t_{n1} - t_{f1}$ - diferenca maksimale e temperaturës ndërmjet nxehtësidhënësit dhe nxehtësimarrësit në këmbyesin e nxehtësisë.

Ekuacioni për përcaktimin e ε mund të thjeshtësohet mjaft në qoftë se në vend të ndryshimit mesatar logaritmik ndërmjet fluideve, të cilat këmbëjnë nxehtësi, parashihet ndryshimi linear i propozuar nga prof J.J. Sokolov (Moskë), madje:

$$\Delta t = \nabla - a \cdot \delta t_v - b \cdot \delta t_m \quad (2.8.28)$$

ku janë

Δt - ndryshimi mesatar i temperaturës ndërmjet nxehtësidhënësit dhe nxehtësimarrësit, $^{\circ}\text{C}$
 δt - rënia ose rritja e temperaturës në këmbyes të nxehtësisë, $^{\circ}\text{C}$. Indeksi (v) i përgjigjet rënies më të vogël të temperaturës, ndërsa indeksi (m) i përgjigjet rënies më të madhe të temperaturës,
a,b – konstanta të cilat varen nga skema e lëvizjes së bartësit të nxehtësisë në këmbyesin e nxehtësisë.

3. Metoda e projektimit të KN Ajër-Ujë

Detyrat më të zakonshme në projektimin⁶ e këmbimit të nxehtësisë janë vlerësimi dhe përmasat. Problemi i vlerësimit ka të bëjë me përcaktimin e shkallës së transferimit të nxehtësisë dhe temperaturat e daljes së fluidit për normat e përcaktuara të rrjedhës së fluidit, temperaturat e hyrjes, dhe rënia e lejuar e presionit për një këmbyes ekzistues të nxehtësisë. Prandaj, sipërfaqja e transferimit të nxehtësisë dhe dimensionet e kalimit të rrjedhës janë në dispozicion.

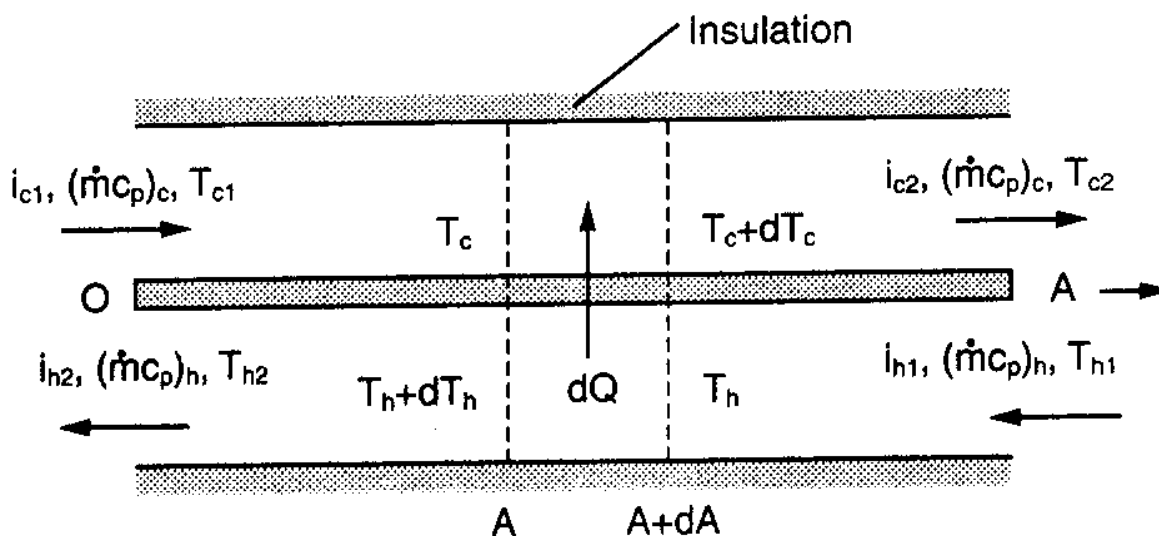
Problemi i ndarjes, nga ana tjetër, përfshin përcaktimin e dimensioneve të këmbyesit të nxehtësisë, d.m.th. zgjedhjen e një këmbyesi të përshtatshëm të nxehtësisë si lloji dhe përcaktimi i madhësisë për të përmbushur kërkesat e nxehtësisë së specifikuar dhe temperaturat e hyrjes dhe daljes së ftohtë të fluideve, normat e rrjedhjes dhe uljet e presionit.

3.1 Ekuacionet bazë në projektim

Megjithëse dizenjimi i plotë i një këmbyesi të nxehtësisë kërkon konsideratë strukturore dhe ekonomike përveç këtyre ekuacioneve bazë, analiza e dhënë këtu do të jetë përcaktimi i sipërfaqes së transferimit të nxehtësisë së këmbyesit të nxehtësisë (problemi i përmasave). Llogaritjet e performancës së një nxehtësie (problemi i vlerësimit) kryhen kur është i disponueshëm këmbyesi i nxehtësisë dhe kur është e nevojshme për të përcaktuar sasinë e ngrohjes së transferuar, presionin, humbjet, dhe temperaturat e daljes së të dy fluideve.

Nga ligji i parë i termodinamikës për një sistem të hapur, të vendosur në kushtet e rrjedhjes së qëndrueshme, me potencial të papërfillshëm dhe energji kinetike, ndryshimi i entalpisë së njërit nga rrjedhat fluide është si në Figurën 3.1.

⁶ HEAT EXCHANGERS Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition, Sadik Kakac, Hongtan Liu, Anchasa Pramuanjaroenkij 1998



(Figura 3.1). Ndryshimi i entalpisë së njërit nga rrjedhat fluide

$$\delta Q = \dot{m} di \quad (3.1.1)$$

ku \dot{m} është norma e rrjedhës së masës, i është entalpia specifike, dhe δQ është nxehtësia e transferimit të fluidi i lidhur me gjendjen e madhësisë. Integrimi i ekuacionit 2.1 jep:

$$Q = \dot{m}(i_2 - i_1) \quad (3.1.2)$$

ku i_1 dhe i_2 përfaqësojnë enthalpitë hyrëse dhe dalëse të rrjedhës së fluidit.

Vihet re se δQ është negative për fluidin e nxehtë. Nëse ka një transferim të papërfillshëm të nxehtësisë ndërmjet këmbyesit dhe rrethinës së tij (procesi adiabatik), integrimi i ekuacionit 3.1 për fluid të nxehtë dhe të ftohtë jepet në format:

$$Q = m_h (i_{h1} - i_{h2}) \quad (3.1.3)$$

$$Q = \dot{m}_c (i_{c2} - i_{c1}) \quad (3.1.4)$$

indekset h dhe c i referohen fluideve të nxehta dhe të ftohta, dhe numrat 1 dhe 2 përcaktojnë kushtet e hyrjes dhe daljes së fluidit. Nëse fluidet nuk i nënshtrohen një ndryshimi të fazës dhe nëse do të ketë nxehtë konstante specifike me $di = c_p dt$, atëherë ekuacionet 3.1.3 dhe 3.1.4 mund të shkruhen si:

$$Q = (\dot{m}_c)_h (T_{h1} - T_{h2}) \quad (3.1.5)$$

$$Q = (\dot{m}_{c_p})_c (T_{c2} - T_{c1}) \quad (3.1.6)$$

Siç mund të shihet nga Figura 2.1, diferenca e temperaturës midis fluideve të nxehta dhe të ftohta ($\Delta T = T_h - T_c$) ndryshojnë me pozicionin në këmbyesin e nxehtësisë.

Prandaj, në analizën e transferimit të nxehtësisë të këmbyesve të nxehtësisë, është e përshtatshme të vendoset një vlerë mesatare e ndryshimit të temperaturës midis fluideve të nxehta dhe të ftohta të tilla që norma e transferimit të përgjithshëm të nxehtësisë Q në mes të fluideve mund të përcaktohen nga:

$$Q = UA\Delta T_m \quad (3.1.7)$$

ku A është sipërfaqja totale e transferimit të nxehtësisë së nxehtë ose të ftohtë, dhe U është mesatarja e koeficientit të përgjithshëm të transferimit të nxehtësisë bazuar në atë zonë. ΔT_m është një funksion i T_{h1} , T_{h2} , T_{c1} dhe T_{c2} . Prandaj, duhet të merret një formë e veçantë e ΔT_m .

Ekuacionet 3.1.5-3.1.7 janë ekuacionet bazë për analizën termike të një nxehtësie të këmbyesit nën gjendje të qëndrueshme. Nëse Q , shkalla totale e transferimit të nxehtësisë është e njohur nga ekuacioni 3.1.5 ose 3.1.6, atëherë ekuacioni 3.1.7 përdoret për të llogaritur zonën e transferimit të nxehtësisë A . Prandaj, është e qartë se problemi i llogaritjes në zonën e transferimit të nxehtësisë zbritet për të përcaktuar transferimin e përgjithshëm të nxehtësisë, koeficienti dhe ndryshimi mesatar i temperaturës ΔT_m .

3.2 Koeficienti i përgjithshëm i transmetimit të nxehtësisë

Muret e këmbyesit të nxehtësisë⁷ zakonisht bëhen nga një material i vetëm, edhe pse një mur ndonjëherë mund të jetë bimetalik (çeliku me veshjen e aluminit) ose të veshura për të marrë rezistencë shtesë të transferimit të nxehtësisë që rritet me kalimin e kohës.

Përveç kësaj, fletët shpesh shtohen në sipërfaqet e ekspozuara ndaj njëres ose të dyja fluideve, dhe duke rritur sipërfaqen ato zvogëlojnë rezistencën ndaj konveksionit, transferimit të nxehtësisë.

⁷ <http://www.engr.mun.ca/~yuri/Courses/MechanicalSystems/HeatExchangers.pdf>

Koeficienti i përgjithshëm i transferimit të nxehtësisë llogaritet:

$$UA = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{t}{kA} + \frac{1}{h_o A}} \quad (3.2.1)$$

ku R_t , është rezistenca totale termike e rrjedhës së nxehtësisë në të gjithë sipërfaqen midis rrjedhës së brendshme dhe të jashtme, t është trashësia e murit, dhe hi dhe ho janë koeficientët e transferimit të nxehtësisë për flukset brenda dhe jashtë. Për këmbyesin e nxehtësisë tubulare të pafrenuar dhe të pastër, , koeficienti për transferimin e përgjithshëm të nxehtësisë është dhënë nga:

$$U_o A_o = U_i A_i \frac{1}{R_t} = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}} \quad (3.2.2)$$

$$\frac{\Delta T_s}{Q} = R_s = \frac{1}{A h_s} \quad (3.2.3)$$

Përcaktohet shkalla e koeficientit të transferimit të nxehtësisë h_s në termin e rezistencës R_s , ku zona A është sipërfaqja fillestare e transferimit të nxehtësisë të sipërfaqes para shkallëzimit dhe ΔT_s është rënia e temperaturës nëpër shkallë. $R_f = 1/h_s$ quhet faktor i rënies – rezistencës (d.m.th., rezistencë për njësi fërkimi), e cila ka njësinë e $m^2 K/W$. Kjo diskutohet në detaje në kapitujt e mëposhtëm dhe jepen tabela për vlerat e R_f .

Rezistenca R_t mund të shprehet si:

$$R_t = \frac{1}{UA} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_i A_i} + R_w + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{R_{fo}}{A_o h_o} \quad (3.2.4)$$

Llogaritja e një koeficienti të përgjithshëm të transferimit të nxehtësisë varet nëse bazohet në hapësirën e sipërfaqes së ftohtë ose të nxehtë, meqenëse $U_o \neq U_i$ nëse është $A_o \neq A_i$ rezistenca e murit R_w është marrë nga ekuacionet e mëposhtme:

$$R_w = \frac{t}{kA} \quad (\text{për një mur të zhveshur}) \quad (3.2.5a)$$

$$R_w = \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi L k} \quad (\text{për një mur të zhveshur të tubit}) \quad (3.2.5b)$$

Një mur ndarës mund të fitohet ndryshe në secilën anë (Figura 3.2), në të dyja anët, transferimi i nxehtësisë bëhet nga fletët (përshkrimi f), si dhe nga pjesa e pavlerë e murit

(përshkrimi u). Prezantimi i efikasitetit të fletës η_f është i ndërlidhur nga transferimi i përgjithshëm i nxehtësisë mund të shprehet si:

$$Q = (\eta_f A_f h_f + A_u h_u) \Delta T \quad (3.2.6)$$

ku ΔT është ose $(T_h - T_{w1})$ ose $(T_{w2} - T_c)$. Ku h dhe c i referohen fluideve të nxehta dhe të ftohta, respektivisht (shih Figurën 3.2).

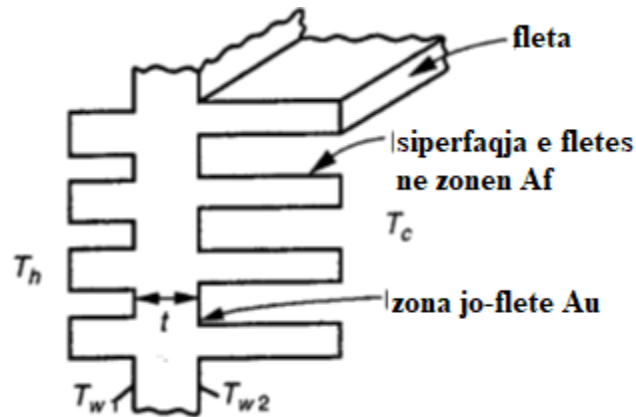


Figura 3.2. Mur me pengesa

Duke marrë $h_u = h_f = h$ dhe duke riorganizuar anën e djathtë të ekuacionit 3.2.6, kemi marrë

$$Q = hA \left[1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \right] \Delta T \quad (3.2.7)$$

$$Q = \eta h A \Delta T \quad (3.2.8)$$

$$R_t = \frac{1}{UA} = \frac{1}{U_0 A_0} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{\eta_i h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{\eta_i A_i} + R_w + \frac{R_{fo}}{\eta_0 A_0} + \frac{1}{\eta_0 h_0 A_0} \quad (3.2.9)$$

$$U_0 = \frac{1}{\frac{A_0}{A_i} \frac{1}{\eta_i h_i} + \frac{A_0 R_{fi}}{\eta_i A_i} + A_0 R_w + \frac{R_{fo}}{\eta_0} + \frac{1}{\eta_0 h_0}} \quad (3.2.10)$$

Shprehjet e madhësisë së η_f për një shumëllojshmëri konfigurimesh “fletë” janë në dispozicion. Nëse një gjilpërë e drejtë ose “pin” me gjatësi L dhe uniforme përdoret në seksionin kryq dhe supozohet një tip adiabatik, atëherë efikasiteti fletës është i dhënë nga:

$$\eta_f = \frac{\tan(mL)}{mL} \quad (3.2.11)$$

Ku,

$$m = \sqrt{\frac{2h}{\delta k_f}}$$

(3.2.12)

Koeficienti i përgjithshëm i transferimit të nxehtësisë mund të përcaktohet nga njohuria për koeficientët e transferimit të brendshëm dhe të jashtëm . Për një mur të trashësisë t dhe h_i dhe h_o të dyja anët me pengesa.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + R_{fi} + \frac{t}{k} + \frac{1}{h_o} \quad (3.2.13)$$

Rendi i madhësisë dhe varg (h) për kushte të ndryshme jepen në tabelë 2.

Tabela 2.

Fluidi	$\alpha, W/(m^2 K)$
Gazet (konveksioni natyral)	5 ÷ 25
Gazet (konveksioni i detyruar)	10 ÷ 250
Fluidet rrjedhëse (jo metalike)	100 ÷ 10,000
Fluidet rrjedhëse (metalike)	5000 ÷ 250,000
Vlimi	1000 ÷ 250,000
Kondensimi	1000 ÷ 25,000

η_o – është efikasiteti i sipërfaqes së sipërfaqeve të brendshme dhe të jashtme,

$k, W/(m^2 K)$ – koeficienti i përgjithshëm i transmetimit të nxehtësisë,

$\lambda, W/(mK)$ – koeficienti i transmetimit të nxehtësisë me konduksion në sipërfaqet e brendshme dhe të jashtme,

$\alpha, W/(m^2 K)$ – koeficienti i transmetimit të nxehtësisë me konveksion në sipërfaqet e brendshme dhe të jashtme, dhe

S, m – faktori i formës së murit që ndan dy fluidet.

Ku: δ, m – trashësia e murit të rrafshët; L, m – gjatësia e cilindrit, r_b, r_j, m – rrezet e brendshme dhe të jashtme të cilindrit.

3.3 Metoda LMTD

Diferenca e temperaturës mesatare logaritmike⁸ (LMTD) gjendet në të gjitha tekstet themelore të transmetimit të nxehtësisë. Ajo mund të shkruhet për rrjedhë paralele apo të kundërt. LMTD ka formën:

$$Q = UA \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (3.3.1)$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (3.3.2)$$

ku ΔT_1 dhe ΔT_2 përfaqësojnë diferencën e temperaturës në çdo fund të këmbyesit të nxehtësisë, qoftë rrjedhë paralele apo e kundërt. Shprehja LMTD supozon se koeficienti i përgjithshëm transmetimin të nxehtësisë është konstante përgjatë gjithë gjatësisë së rrjedhës së këmbyesit të nxehtësisë. Nëse nuk është, atëherë kërkohet një analizë shtesë e këmbyesit të nxehtësisë.

$$Q = AU \Delta T_{Lm} \quad (3.3.3)$$

Metoda LMTD është e zbatueshme edhe për rrymim të tërthortë kur përdoret me faktor korrigjues për rrymim të tërthortë. Sasia e transmetimit të nxehtësisë për një këmbyes të nxehtësisë me rrymim të tërthortë mund të shkruhet si:

ku F është faktori i korrigjimit, dhe diferenca logaritmike e temperaturës mesatare është e bazuar në këmbyesin e nxehtësisë të kundërt, $(\dot{m}c_p)_h = (\dot{m}c_p)_c$.

$$(T_{h1} - T_{h2}) = (T_{c2} - T_{c1}) \text{ dhe } \Delta T_1 = \Delta T_2 \quad (3.3.4)$$

Metoda LMTD supozon se të dy temperaturat, në hyrje dhe në dalje janë të njohura. Kur kjo nuk është rast, zgjidhja për një problem të këmbyesit të nxehtësisë bëhet disi e lodhshme. Një metodë alternative e bazuar në efektivitetin e këmbyesit të nxehtësisë është më e përshtatshme për këtë lloj analize. Nëse $\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T$, atëherë shprehja për LMTD reduktohet thjesht për ΔT .

$$Q = UA(T_h - T_c) \text{ me } (T_h - T_c) = \Delta T_1 = \Delta T_2 \quad (3.3.5)$$

$$(T_{h1} - T_{c1}) = \Delta T_1 \quad (3.3.6a)$$

$$(T_h - T_c) = \Delta T_2 \quad (3.3.6b)$$

⁸ <http://www.engr.mun.ca/~yuri/Courses/MechanicalSystems/HeatExchangers.pdf>

3.4 Metoda NTU

Metoda e efektivitetit/numrit)⁹ të njësisve të transmetimit (NTU) është zhvilluar për të thjeshtësuar një numër të problemeve të projektimit të këmbyesit të nxehtësisë. Efektiviteti i këmbyesit të nxehtësisë është përcaktuar si raport i sasisë aktuale të transmetimit të nxehtësisë me sasinë maksimale të mundshme të transmetimit të nxehtësisë nëse ka pasur zona të pafundme të sipërfaqes. Efektiviteti i këmbyesit të nxehtësisë varet nga ajo se cili fluid është minimum, fluidi i nxehtë apo ai ftohtë. Kjo nënkupton fluidin i cili ka koeficient me kapacitet më të vogël $C = mc_p$

Nëse fluidi i ftohtë është fluidi minimal atëherë efikasiteti është i definuar si:

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad \text{ku: } C^* \leq 1. C^* = 0 \quad (3.4.1)$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (3.4.2)$$

$$\varepsilon = \frac{C_{\max}(t_{n,b} - t_{n,j})}{C_{\min}(t_{n,b} - t_{f,b})} \quad (3.4.3)$$

Përndryshe nëse fluidi i nxehtë është fluid minimum, atëherë efektshmëria përcaktohet si:

Ku indekset: n – ngrohtë, f – ftohtë, b – brenda, j – jashtë.

$$\varepsilon = \frac{C_{\max}(t_{f,j} - t_{f,b})}{C_{\min}(t_{n,b} - t_{f,b})} \quad (3.4.4)$$

Tani mund të përcaktojmë transmetimit e nxehtësisë:

$$Q = \varepsilon C_{\min}(t_{n,b} - t_{f,b}) \quad (3.4.5)$$

Tani është e mundur që të zhvillohet shprehja që ndërlidhë efektivitetin e këmbyesit të nxehtësisë me një tjetër parametër të referuar si *numri i njësisve të transmetimit* (NTU). Vlera e NTU përcaktohet si:

⁹ https://www.research.manchester.ac.uk/portal/files/54576350/FULL_TEXT.PDF

$$NUT = \frac{kA}{C_{\min}} \quad (3.4.6)$$

Tani është çështje e thjeshtë për të zgjidhur problemin e këmbyesit të nxehtësisë kur

$$\varepsilon = f(NTU, C_r) \quad (3.4.7)$$

$$\text{ku: } C_r = C_{\min} / C_{\max} \quad (3.4.8)$$

Shprehjet e shumta janë marrë ato të cilat ndërlidhin efektivitetin e këmbyesit të nxehtësisë me numrin e njësisive të transmetimit. Fleta e punës përmbledh një numër të këtyre zgjidhjeve dhe të rasteve të veçanta që mund të rrjedhin prej tyre.

Për lehtësi marrëdhëniet $\varepsilon - NTU$ janë dhënë për një këmbyes gypor të thjeshtë të dyfishtë të nxehtësisë për rrjedhë paralele dhe rrjedhë të kundërt:

Rrjedha paralele:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (3.4.9)$$

dhe

$$NTU = \frac{-\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r}$$

(3.4.10)

ose

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 + C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}, \quad C_r < 1 \quad (3.4.11)$$

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}, \quad C_r = 1 \quad (3.4.12)$$

$$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right), \quad C_r < 1 \quad (3.4.13)$$

$$NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (3.4.14)$$

Prodhuesit shpesh zgjedhin për të paraqitur performancën e këmbyesit të nxehtësisë në termat e ndryshimit të temperaturës në hyrje (inlet temperature difference) $ITD = (t_{n,b} - t_{f,b})$. Kjo

zakonisht arrihet me komplot të parametrave të normalizuar $\frac{Q}{ITD} = \frac{Q}{(t_{n,b} - t_{f,b})}$. Kjo është pasojë e drejtpërdrejtë e metodës $\varepsilon - NTU$.

3.4.1 Rënia e përgjithshme e presionit

Rënia e përgjithshme e presionit në të gjithë brendësinë e këmbyesit të nxehtësisë është arritur duke marrë shumën e të gjitha këtyre kontributeve:

$$\Delta p = \Delta p_h + \Delta p_b + \Delta p_a + \Delta p_d \quad (3.5.9)$$

Kombinimi i të gjitha efekteve dhe rirregullimi jep shprehjen e përgjithshme në vijim për të parashikuar rënien e presionit në një brendësi të këmbyesit të nxehtësisë:

$$\Delta p = \frac{G^2}{2\rho_m} \left[(1 - \sigma h^2 + Kb) + f \frac{+L}{D_h} \left(\frac{\rho_h}{\rho_m} \right) + 2 \left(\frac{\rho_h}{\rho_d} - 1 \right) - (1 - \sigma_{a^2} - K_d) \left(\frac{\rho_h}{\rho_d} \right) \right] \quad (3.5.10)$$

Tani fuqia e pompimit të fluidit është e lidhur me rënien e përgjithshme të presion me anë të aplikimit të ruajtjes së energjisë:

$$W_p = \frac{1}{\eta_p} \frac{m}{\rho} \Delta p \quad \text{në, } W \quad (3.5.11)$$

ku η_p është efikasiteti i pompës. Efikasiteti llogaritet irreversibilitetin në pompë, d.m.th humbjet e fërkimit.

Është e qartë se varësia e numrit të Reynoldsit ekziston për koeficientët e humbjeve të zgjerimit dhe të tkurrjes. Megjithatë, kjo varësi është e vogël. Për qëllime të projektimit mund të aproksimojmë sjelljen e këtyre humbjeve duke marrë parasysh lakimet $Re = \infty$. Këto lakime kanë ekuacionet e përafërta:

$$K_d = (1 - \sigma)^2 \quad (3.5.12)$$

$$K_b \approx 0.42 (1 - \sigma^2)^2 \quad (3.5.13)$$

3.4.2 Analiza e sipërfaqeve të zgjeruara

Sipërfaqet e zgjeruara të njohura edhe si fletëza, përdorur gjerësisht si mjet të zvogëlimit të rezistencës termike të një sistemi. Shtimi i fletëzave si mjet për rritjen e përgjithshme të

sasisë së transmetimit të nxehtësisë është bërë gjerësisht në këmbyesit kompakt të nxehtësisë dhe në projektimin e dhënies së nxehtësisë.

Qëllimi i këtij kapitulli është të zhvillojë dhe të paraqesë teorinë e sipërfaqeve të zgjeruara.

3.4.3 Konduksioni njëdimensional me konveksion

Ekuacioni bazë për rrymimin njëdimensional me konveksion mund të jetë në terma të përgjithshëm për konfigurime gjatësore, radiale, ose fletëzave kunjorë. Duke filluar me vëllimin e kontrollit arbitrar, sasisë së nxehtësisë me konduksion jepet nga ekuacioni i Fourierit:

$$Q_{kond.,x+dx} = -\lambda A \frac{dt}{dx}, \text{ në } W \quad (3.5.14)$$

ku λ , W/(mK) është përçueshmërisë termike, $A=A(u)$ është sipërfaqja e seksionit tërthor, $t=t(x)$ është temperatura, dhe x është drejtimi koordinativ, d.m.th, për gjatësinë e koordinatës x . Sasia e konduksionit të nxehtësisë është:

$$Q_{kond.,x+dx} = -\lambda A \frac{dt}{dx} + \frac{d}{dx} \left(-\lambda A \frac{dt}{dx} \right) dx \quad (3.5.15)$$

ku dx është gjerësia e vëllimit të kontrollit në drejtim të konduksionit.

Humbja e nxehtësisë me konveksion në sipërfaqen e volumit të kontrollit është marrë nga Ligji i Newtonit për ftohje:

$$Q_{konv} = \alpha P ds (t - t_f) \quad (3.5.16)$$

ku α , W/(m²K) - koeficienti transmetimit të nxehtësisë me konveksion, $P=P(x)$, m - perimetri, ds , m - gjatësia e harkut të sipërfaqes anësore, dhe t_f , °C - temperatura e fluidit.

Nga bilanci i energjisë gjatë vëllimi kontrollit kemi:

$$Q_{kond.,x} - Q_{kond.,x+dx} - Q_{konv} = 0 \quad (3.5.17)$$

e cila rezulton në ekuacionin diferencial në vijim:

$$\frac{d}{dx} \left(\lambda A \frac{dt}{dx} \right) - \alpha P \frac{ds}{dx} (t - t_f) = 0 \quad (3.5.18)$$

Duke marrur $\theta = t(x) - t_f$ kemi:

$$\frac{d}{dx} \left(A \frac{d\theta}{dx} \right) - \frac{\alpha P}{\lambda} \frac{ds}{dx} \theta = 0 \quad (3.5.19)$$

Ekuacioni i fundit (3.5.16) paraqet konduksionin njëdimensional të nxehtësisë me konveksion.

Zgjerimi diferencial jepet me:

$$A \frac{d^2\theta}{dx^2} + \frac{dA}{dx} \frac{d\theta}{dx} - \frac{\alpha P ds}{\lambda dx} \theta = 0 \quad (3.5.20)$$

Ekuacioni bazë është i vlefshëm për të dy sistemet aksiale dhe radiale që variojnë në zona dhe profile tërthore-sektoriale. Termi ds/dx është raport i zonës sipërfaqësore anësore me zonën e projektuar. Ai është i lidhur me funksionin e profilit $y(x)$ përmes:

$$\frac{ds}{dx} = \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx} \right)^2} \quad (3.5.21)$$

Ekuacioni i mësipërm mund të merret si unitet, d.m.th. $(dy/dx)^2 \approx 0$ për profilet fletë të holla, pa pësuar gabime të mëdha. Kjo, për fletët e holla që variojnë në zona dhe profile tërthore-sektoriale, imponon ekuacionin:

$$A \frac{d^2\theta}{dx^2} + \frac{dA}{dx} \frac{d\theta}{dx} - \frac{\alpha P}{\lambda} \theta = 0 \quad (3.5.22)$$

Ekuacioni për konduksion njëdimensional me konveksion është i zbatueshëm për sistemet në të cilat rezistenca laterale me konduksion është relativisht e vogël te rezistenca e konveksionit. Në këto kushte profili i temperaturës është njëdimensional. Kushtet për të cilat ek. (3.5.16) është i vlefshëm përcaktohen nga kriteri në vijim:

$$B = \frac{ab}{\lambda} < 0.1 \quad (3.5.23)$$

ku B_i - numri Biot i cili bazohet në maksimalen e gjysmës së trashësisë së profilit të fletës, $b=V/A$, në m - gjatësia karakteristike, e cila zakonisht përkufizohet si vëllimi i trupit i pjesëtuar me sipërfaqen e trupit.

Numri Biot i fletës është thjesht raport i rezistencës së konduksionit anësor (lateral) me konveksionin anësor:

$$B = \frac{R_{kond}}{R_{konv}} = \frac{\frac{b}{\lambda A}}{\frac{1}{\lambda A}} \quad (3.5.24)$$

3.4.4 Kushtet kufitare

Ekuacioni i përgjithshëm i fletës i ^{7 10} nënshtrohet kushteve të mëposhtme kufitare të tipit të fletës ($x=x_e$):

$$\frac{d\theta(xe)}{dx} + \frac{\alpha}{\lambda} \theta(xe) = 0 \quad (3.5.25)$$

$$\frac{d\theta(xe)}{dx} = 0 \quad (3.5.26)$$

E që është gjendja e tipit adiabatik. Në bazën e fletës ($x = x_o$) shprehja është përgjithësisht e përshtatshme:

$$\theta(xe) = \theta_0 \quad (3.5.27)$$

Për fletët aksiale është e përshtatshme të merret $u_e=0$ dhe $u_e=L$, derisa për fletët radiale $u_e=r_o$ dhe $u_o=r_i$. Në seksionet e mëposhtme, rezultatet analitike do të merren për çdo klasë të fletëve për forma të ndryshme të profileve. Pasi gjendet zgjidhja për shtesë të temperaturës për një rast të veçantë, zgjidhja për rrjedhën e nxehtësisë në bazën e fletës mund të merret nga ekuacioni i Furierit:

$$Q_b = -\lambda A \frac{dA}{dx} \quad (3.5.28)$$

që aplikohet në bazën e fletës.

¹⁰ Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition by Sadik Kakaç

3.4.5 Performanca e fletës

Performanca e fletës ka qenë tradicionalisht e matur me anë të efikasitetit – eficiencës (koha që duhet për të bërë diçka) të fletës ose efektivitetit (niveli i rezultateve nga veprimet) të fletës. Efikasiteti i fletës mund të përkufizohet si:

$$\eta_f = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\dot{Q}_b}{\alpha A_s \theta_b} \quad (3.5.29)$$

ku \dot{Q}_{\max} është sasia maksimale e transmetimit të nxehtësisë nëse temperatura në çdo pikë brenda fletës është temperaturë e bazës θ_b . Efektiviteti i fletës mund të përkufizohet si:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{b, \text{fletë}}}{\dot{Q}_{b, \text{bazë}}} = \frac{\dot{Q}_b}{\alpha A_b \theta_b} \quad (3.5.30)$$

ku $\dot{Q}_{b, \text{bazë}}$, është transmetimi i nxehtësisë nga baza e fletës kur fleta nuk është e pranishme, d.m.th $L \rightarrow 0$.

$$R_{\text{fletë}} = \frac{\theta_b}{\dot{Q}_b} \quad (3.5.31)$$

3.4.6 Zgjidhja analitike

Në këtë seksion shqyrtohen shumë zgjidhje analitike të cilat janë të fituara nga konfigurimet e ndryshme të fletës. Në shumicën e rasteve, zgjidhjet për shpërndarjen e temperaturës përfshijnë funksione të veçanta të tilla si funksionet e modifikuara të Besselit. Një rishikim i plotë i metodave analitike që ka të bëjë me sipërfaqe të zgjeruar mund të gjendet në tekstin klasik të Kern dhe Kraus (1972). Metodot analitike janë aplikuar me sukses në një numër të aplikacioneve të sipërfaqeve të zgjeruara të tilla si fletët gjatësore, fletët kunjore, dhe fletët rrethore unazore

3.5 Metodologjia e projektimit të dyfishtë të këmbyesve të nxehtësisë pllakë fletë

Metodologjia e përgjithshme e dizajnit bazohet në supozimet e vetive konstante të fluideve fizike, koeficientët e vazhdueshëm të transferimit të nxehtësisë, temperaturën e përbashkët të murit dhe funksionimin e qëndrueshëm të gjendjes.

Prandaj, në analizën e transferimit të nxehtësisë të këmbyesve të nxehtësisë, është e përshtatshme të vendoset një vlerë mesatare e ndryshimit të temperaturës midis fluideve të nxehta dhe të ftohta të tilla që norma e transferimit të përgjithshëm të nxehtësisë Q në mes të fluideve mund të përcaktohen nga:

$$Q = UA\Delta T_m \quad (3.5.1)$$

ku Q është ngarkesa e nxehtësisë, U është koeficienti i përgjithshëm i transferimit të nxehtësisë, A është sipërfaqja totale e transferimit të nxehtësisë dhe ΔT_{LM} është diferenca logaritmike mesatare e temperaturës:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_1 A_1} = \frac{1}{U_2 A_2} = \frac{1}{\eta_1 A_1} \left(\frac{1}{h_1} + R_1 \right) + \frac{1}{\eta_2 A_2} \left(\frac{1}{h_2} + R_2 \right) + R_w \quad (3.5.2)$$

ku A_1 dhe A_2 përfaqësojnë sipërfaqen totale të transferimit të nxehtësisë të secilës anë; h_1 dhe h_2 janë koeficientët e transferimit të nxehtësisë të secilës anë; R_1 dhe R_2 janë rezistenca termike me përplasjen e secilës anë. R_w është rezistenca termike e murit, e cila mund të neglizhohet.

$$A_1 = \frac{Q}{\Delta T_{LM}} \left[\frac{1}{\eta_1} \left(\frac{1}{h_1} + R_1 \right) + \frac{1}{\eta_2} \left(\frac{A_1}{h_2 A_2} + R_2 \right) \right] \quad (3.5.3)$$

Duke futur një parametër α që lidhet me sipërfaqen totale të transferimit të nxehtësisë nga njëra anë e këmbyesit të nxehtësisë në vëllimin e përgjithshëm të këmbimit të nxehtësisë, volumi i këmbimit të nxehtësisë mund të shprehet si:

$$V_T = \frac{Q}{\Delta T_{LM}} \left[\frac{1}{\eta_1 \alpha_1} \left(\frac{1}{h_1} + R_1 \right) + \frac{1}{\eta_2 \alpha_2} \left(\frac{1}{h_2} + R_2 \right) \right] \quad (3.5.4)$$

Efikasiteti i përgjithshëm sipërfaqësor η_1 dhe η_2 i llojeve të fletës të përdorura në dizajn mund të llogaritet në përgjithësi nga ekuacioni i mëposhtëm:

$$\eta = 1 + f_s \left\{ \frac{\tanh \left[\left(\frac{2h}{k_f t_f} \right)^{1/2} \frac{b}{2} \right]}{\left[\left(\frac{2h}{k_f t_f} \right)^{1/2} \frac{b}{2} \right]} - 1 \right\} \quad (3.5.5)$$

ku k_f është përçueshmëria termike e fletës; t_f është trashësia e fletës.

Bazuar në përkufizimet e faktorit Colburn j , Prandlt numri P_r dhe Stanton numër S_t , koeficienti i transferimit të nxehtësisë h mund të llogaritet si më poshtë:

$$j = St Pr^{2/3} \quad (3.5.6)$$

$$St = \frac{hA_c}{\dot{m}C_p} \quad (3.5.7)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (3.5.8)$$

$$h = \frac{\dot{m}C_p j}{A_c Pr^{2/3}} \quad (3.5.9)$$

$$\Delta P = \frac{2fL\dot{m}^2}{\rho d_h A_c^2} \quad (3.5.10)$$

Për procesin e optimizimit, parametrat bazë të gjeometrisë së fletëve, të tilla si c celi fletë, ndarja e pllakave b dhe trashësia e pllakave t_f , janë vendosur si variabla të vazhdueshëm për të minimizuar koston totale të kapitalit. Për çdo kombinim dhe përshtatje, kombinimi plotësohet nga zgjidhja CONOPT në GAMS. Për të ndihmuar me konvergjencën, një zgjidhje e rastësishme e dizajnit është e vendosur si pikë fillestare. Për shkak të pjesëve të standardizuara të fletëve, lloji i fletës me parametra optimale të finometrisë së fletës mund të mos ekzistojë. Përzgjidhet lloji më i afërt i standardizuar i fletës, dhe rillogariten dimensionet dhe kostot e këmbyesit të nxehtësisë. Kombinimi i përzgjedhur i tipit fletë konsiderohet si dizajni optimal lokal i kombinimit aktual të përzjerjes dhe kombinimit. Më pas, kalohet në llogaritjen e projektimit në kombinimin e ardhshëm të mundshëm dhe kombinimin e përshtatshëm derisa të ekzaminohen të gjitha kombinimet e mundshme. Duke krahasuar kostot totale të kapitalit të të gjitha kombinimeve, mund të përcaktohen llojet e përgjithshme

optimale të pllakave për të dy anët me koston minimale të kapitalit dhe dimensionet e këmbimit të nxehtësisë. Prandaj, problemi i optimizimit mund të konvertohet në një problem të vazhdueshëm NLP të vazhdueshëm, i cili mund të kursejë ngarkesën e punës së llogaritjes dhe të fitojë lehtësisht rezultatet optimale të dizajnit.

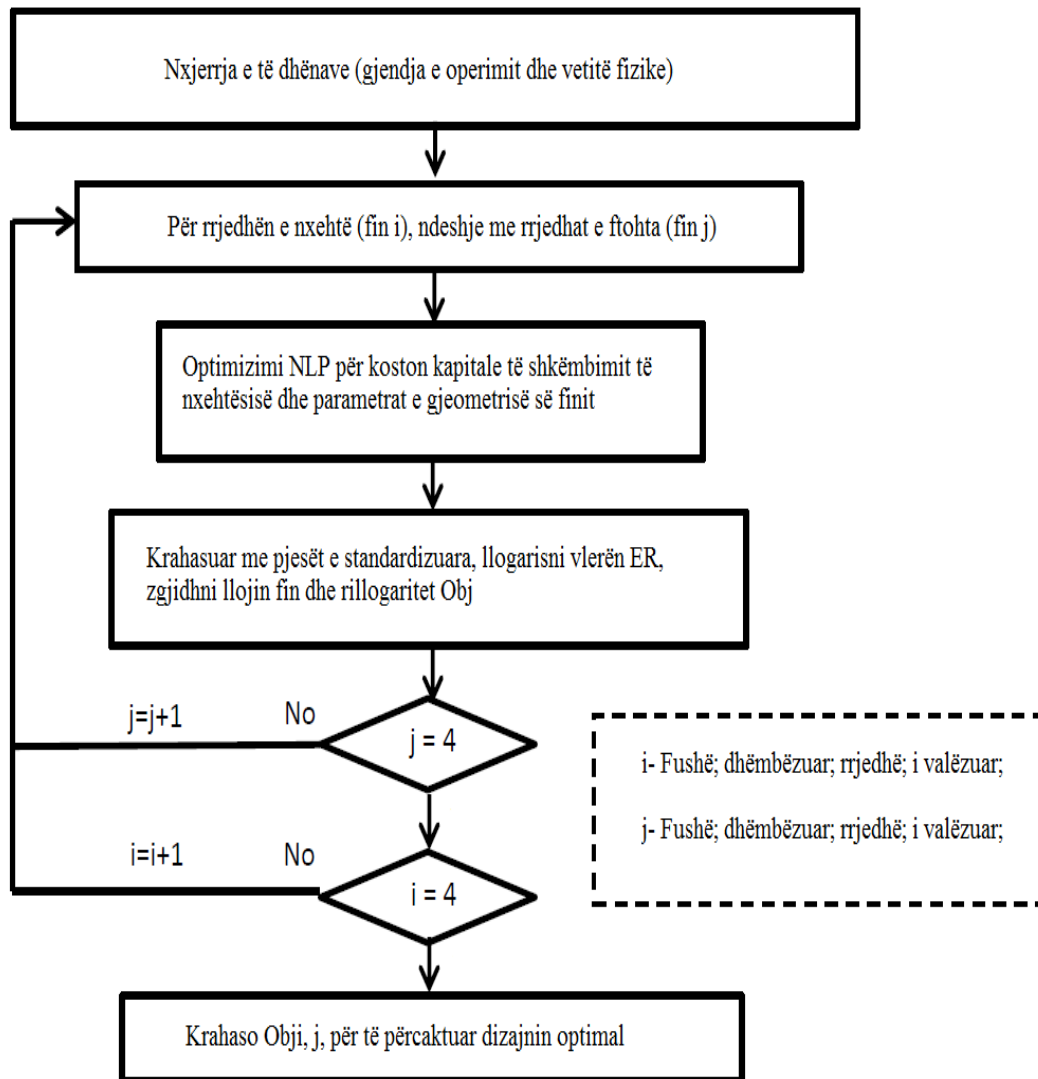


Fig. 3.5 Metoda e projektimit dhe optimizimit të këmbyesitë të nxehtësisë pllakë-fletë
 Metodologjia e përgjithshme e optimizimit të projektimit për një/ dy këmbyes të nxehtësisë me pllaka me lloje të ndryshme të fletës është përmbledhur në figurën-(3.3).

Në këtë studim, është propozuar një algoritëm i ri i dizajnit për të optimizuar përzierjen dhe përputhjen e llojeve të ndryshme të fletës në projektimin e nxehtësisë me pllaka multi rrymorë (multi-stream). Nën një superstrukturë të rrjetit të këmbimit të nxehtësisë, përzgjedhja e fletës është optimizuar brenda kufizimeve të rënies së presionit. Problemi është MINLP (The mixed integer nonlinear linear programming - Programimi linear dhe jolinear i përzier) në natyrë, me dy kategori të variablave të numrave të plotë, një që lidhet me

përzgjedhjen dhe kombinimin e llojeve të ndryshme të fletës, dhe tjetra në lidhje me zgjedhjen e parametrave diskrete të gjeometrisë të fletës. Kategoria e parë merret me trajtimin e gjeometrikëve bazë të fletës së çdo flete në një interval si variabla të vazhdueshëm dhe duke marrë parasysh performancën termike hidraulike të llojeve të ndryshme të fletës si një funksioni i gjeometrave bazë të fletës. Prandaj, modeli i dizajnit konvertohet në disa probleme të vazhdueshme NLP (nonlinear linear programming-programimi jolinear dhe linear. Llojet optimale të fletës për të gjithë intervalin e naltapisë dhe parametrat e tyre përkatës të projektimit mund të merren duke minimizuar volumin e intervalit të përgjithshëm ose koston kapitale.

Megjithatë, kjo metodologji e dizajnit zhvillohet në supozimin e vetive fizike të vazhdueshme të fluideve dhe fazës së vetme. Ndryshimi i fazës dhe vetitë e ndryshme fizike janë sfida të tjera të mëdha të dizajnit të këmbyesve të nxehtësisë në pllakë fletë.

Problemi i integruar i programimit jolinear dhe linear (MINLP) i shkaktuar nga llojet e standardeve të fletës dhe transferimit të tyre unike të nxehtësisë dhe rënia e presionit konvertohet në një problem jolinear të programimit linear (NLP) duke përdorur faktorin e vazhdueshëm të Colburn dhe korrelacionet e faktorit Fanning dhe duke marrë parasysh parametrat bazë të gjeometrisë (gjerësia e fletës, trashësi, etj.).

3.6 Modelimi dinamik i këmbyesve të nxehtësisë

Në vazhdim të punimit do të shohim modelet dinamike të cilat përshkruajnë ndryshimin e temperaturave të fluidit të ngrohtë dhe të atij të ftohtë nëpër gjatësinë e këmbyesit të nxehtësisë. Këto ndryshime do t'i shohim te rrymimi paralel dhe ai i kundërt

3.6.1 Këmbyesit e nxehtësisë me rrymim paralel - njëkahor të nxehtësisë

Ndryshimi i temperaturës së të dy rrymave përgjatë këmbyesit mund të pasqyrohet nëpërmjet zgjidhjes së sistemit të ekuacioneve diferenciale për KN njëkahor:

Balanci i rrymës së dobët – ngrohtë termike:

$$d\dot{Q} = -\dot{C}_n \cdot dt_n = k \cdot (t_n - t_f) \cdot dA \quad (3.6.1)$$

Balanci i rrymës së fortë – ftohtë termike:

$$d\dot{Q} = -\dot{C}_f \cdot dt_f = k \cdot (t_n - t_f) \cdot dA \quad (3.6.2)$$

Ekuacionet e diferenciale të mësipërme i kthejmë në formën:

$$\frac{k}{\dot{C}_n} \cdot t_n - \frac{k}{\dot{C}_n} \cdot t_f + \frac{dt_n}{dA} = 0 \quad (3.6.3)$$

$$\frac{k}{\dot{C}_f} \cdot t_n - \frac{k}{\dot{C}_f} \cdot t_f + \frac{dt_f}{dA} = 0 \quad (3.6.4)$$

3.6.2 Njehsimi i ndryshimit të temperaturës së rrymimit të fluidit të ngrohtë tn

Me derivim të ek. (3.6.5) për sipërfaqen¹¹ A arrihet:

$$\frac{k}{\dot{C}_n} \cdot \frac{dt_n}{dA} - \frac{k}{\dot{C}_n} \cdot \frac{dt_f}{dA} + \frac{d^2 t_n}{dA^2} = 0 \quad (3.6.5)$$

dhe nga ekuacioni (3.6.5) del:

$$t_f = \frac{\dot{C}_n}{k} \cdot \frac{dt_n}{dA} + t_n \quad (3.6.6)$$

nga ekuacioni (3.6.6) del:

$$\frac{dt_f}{dA} = \frac{k}{\dot{C}_f} \cdot t_n - \frac{k}{\dot{C}_f} \cdot \left(\frac{\dot{C}_n}{k} \cdot \frac{dt_n}{dA} + t_n \right) = \frac{\dot{C}_n}{\dot{C}_f} \frac{dt_n}{dA} \quad (3.6.7)$$

Me zëvendësimin e ek. (3.13.7) në (3.13.8) arrihet:

$$\frac{d^2 t_n}{dA^2} + k \cdot \frac{\dot{C}_n + \dot{C}_f}{\dot{C}_n \cdot \dot{C}_f} \cdot \frac{dt_n}{dA} = 0 \quad (3.6.8)$$

¹²Heat Exchanger Design Handbook, Second Edition, Kuppan Thulukkanam

Me zëvendësimin e ekuacionit (3.6.6) në ekuacionin (3.6.7) kemi:

$$\frac{d^2 t_n}{dA^2} + k \cdot a \cdot \frac{dt_n}{dA} = 0 \quad (3.6.9)$$

$$a = \frac{\dot{C}_n + \dot{C}_f}{\dot{C}_n \cdot \dot{C}_f}, \text{ K/W} \quad (3.6.10)$$

Ekuacioni diferencial (3.6.8) paraqet ekuacion diferencial të zakonshëm të rendit të dytë me koeficientë konstantë. Ekuacioni karakteristik i saj është:

$$m^2 + k \cdot a \cdot m = 0 \quad (3.6.11)$$

Rrënjët e ekuacionit karakteristik (3.6.9) janë:

$$m_1 = 0; \quad m_2 = -k \cdot a \quad (3.6.12)$$

dhe zgjidhja e përgjithshme e ekuacionit diferencial (3.6.8) është:

$$t_b = C_1 + C_2 \cdot e^{-a \cdot A} \quad (3.6.13)$$

Konstantet C_1 dhe C_2 përcaktohen nga kushtet kufitare:

$$t_{nb} = C_1 + C_2 \cdot e^{-a \cdot A_0} \quad (3.6.14)$$

Nga sistemi i ekuacioneve (3.6.11) përfitohen konstantët:

$$C_1 = \frac{t_{n2} - t_{n1} \cdot e^{-a \cdot k \cdot A_0}}{1 - e^{-a \cdot k \cdot A_0}} \quad (3.6.15)$$

$$C_2 = \frac{t_{n1} - t_{n2}}{1 - e^{-a \cdot k \cdot A_0}} \quad (3.6.16)$$

Me zëvendësimin e ek. (3.6.12) në ek. (3.6.14) arrihet temperatura (t_n) në funksion të sipërfaqes (A) përkatësisht gjatësisë (L_x) së këmbyesit:

$$t_n = \frac{t_{n2} - t_{n1} \cdot e^{-a \cdot k \cdot A_0}}{1 - e^{-a \cdot k \cdot A_0}} + \frac{t_{n1} - t_{n2}}{1 - e^{-a \cdot k \cdot A_0}} \cdot e^{-a \cdot k \cdot A} \quad (3.6.17)$$

$$t_n = \frac{t_{n1}(e^{-a \cdot k \cdot A} - e^{-a \cdot k \cdot A_0}) + t_{n2}(1 - e^{-a \cdot k \cdot A})}{1 - e^{-a \cdot k \cdot A_0}} \quad (3.6.18)$$

$$\begin{aligned} \text{për } L_x = 0 &\Rightarrow A = 0, (A = \pi \cdot d_b \cdot L_x) \text{ dhe } t_n = t_{n1} \\ \text{për } L_x = L &\Rightarrow A = A_0, \text{ dhe } t_n = t_{n2} \end{aligned} \quad (3.6.19)$$

Temperatura e rrymës t_j mund të merret nga ekuacioni (3.6.6), por në mënyrë më të lehtë arrihet duke përdorur ekuacionin:

$$\dot{Q}_x = \dot{C}_n(t_{n1} - t_n) = \dot{C}_f(t_f - t_{f1}) \quad (3.6.20)$$

$$t_f = t_{f1} + \frac{\dot{C}_n}{\dot{C}_f} \cdot (t_{n1} - t_n) \quad (3.6.21)$$

Ndryshimi ndërmjet temperaturave të rrymave termike të këmbyesit të nxehtësisë:

$$\Delta t = t_n - t_f \quad (3.6.22)$$

$$L_x = 0 \Rightarrow \Delta t = \Delta t_1 \quad (3.6.23)$$

$$L_x = L \Rightarrow \Delta t = \Delta t_2 \quad (3.6.24)$$

3.6.3 Ndryshimet e prurjeve termike rrjedhëse të të dy rrymave përgjatë këmbyesit

$$\dot{Q} = \dot{Q}(A) \quad (3.6.25)$$

Më së lehti njehsohen nga ekuacioni (3.6.25):

$$\dot{Q}_x = \dot{C}_n \cdot (t_{n1} - t_n) \text{ apo } \dot{Q}_x = \dot{C}_f \cdot (t_f - t_{f1}) \quad (3.6.26)$$

3.6.4 Ndryshimi i gradientit të temperaturës për të dy rrymat përgjatë këmbyesit

Arrihet nga derivati i ekuacioneve (3.6.27) dhe (3.6.28) për sipërfaqen A dhe gjatësinë L_x :
Për vlerat konkrete të parametrave që figurojnë në ekuacionet (3.6.25), (3.6.26) dhe (3.6.27),
vlerat funksionale t_n , t_f dhe Q janë të dhëna në tabelat e mëposhtme përkatësisht diagrameve
ku sipërfaqja A është shprehur nga ekuacioni:

$$\frac{dt_n}{dL_x} = \frac{d}{dL_x} \left[t_{f1} + \frac{\dot{C}_n}{\dot{C}_f} \cdot (t_{n1} - t_n) \right] = -\frac{\dot{C}_n}{\dot{C}_f} \frac{dt_n}{dL_x}, n\dot{e}^0 C / m \quad (3.6.27)$$

Prejnga nxjerrim (dhe njëkohësisht vërtetojmë edhe shprehjen:

$$\frac{dt_f}{dt_n} = -\frac{\dot{C}_n}{\dot{C}_f} = -R \quad (3.6.28)$$

4. Kalkulimi i përformancës energjetike të KN

4.1 Këmbyesi i nxehtësisë pllakë ajër-ujë

Këmbyesit e nxehtësisë janë pajisje në të cilat nxehtësia transferohet nga një lëng në një lëng tjetër si rezultat i ndryshimit të temperaturës. Në impiantet industriale, këmbyesit e nxehtësisë përdoren gjerësisht për realizimin e proceseve të ngrohjes dhe ftohjes së fluideve të ndryshme. Këmbyesi i nxehtësisë i paraqitur në dokumentin aktual në të cilin brenda tubave rrjedh ujë, por jashtë rrjedhave të tubave ajri synon të mundësojë ftohjen e ujit qarkullues, i cili shërben për të ftohur motorin e një makine. Këmbyesit e tillë gjejnë aplikim në industrinë e automobilave, si dhe pajisjet e ngrohjes dhe ftohjes dhe sistemet e HVAC etj. Sipërfaqja e këmbyesit të nxehtësisë nga ana e ajrit gjithmonë tenton të jetë shumë më e madhe duke përdorur sipërfaqe në mënyrë që të lehtësojë barazimin e rezistencës termike për të dyja anët e këmbyesit të nxehtësisë, sepse shkalla e transmetimit të nxehtësisë nga ana e ujit është shumë më e madhe. Për më tepër, materiali do të paraqesë studime analitike dhe eksperimentale të përfshira për përcaktimin e performancës së këmbyesve të nxehtësisë me pllaka-fletë për rrjedhat e ndryshme të fluideve të punës për të marrë vlerat më të larta të performancës dmth koeficienti i përgjithshëm i transferimit të nxehtësisë U , efikasiteti i këmbyesit të nxehtësisë ϵ , nxehtësia maksimale dhe reale e transferuar, rënia e presionit, shpejtësia e ajrit dhe numri Reynolds nga ana e ajrit të këmbyesit të nxehtësisë etj.

Në këtë lloj, çdo kanal përcaktohet nga dy pllaka paralele të ndara nga fletat. Fletat janë shtresa mes pllakave paralele ose në formë tuba. Shembuj të këmbyesve të nxehtësisë kompakt të pllakave tregohen në figurën 4.0 ku fletët janë të bashkangjitura në pllaka me saldimit, ngjitës i lidhjes, saldimit autogjen, për përshtatjes mekanike. Kalimet alternative të fluideve janë të lidhura në mënyrë paralele me kokat fundore për të formuar dy anët e një këmbyesi të nxehtësisë. Fletët janë të punësuar në të dy anët e këmbyesit të ngrohjes me gaz.

Në aplikacionet e këmbimit të nxehtësisë gazi-lëng, zakonisht përdoren fleta vetëm në anën e gazit ku koeficienti i transferimit të nxehtësisë është më i ulët; nëse janë fletat të punësuar në anën e lëngshme, fleta siguron një forcë strukturore. Të fletat e përdorur në një pllakë të këmbyesit të nxehtësisë mund të jetë e thjeshtë dhe e drejtë por edhe me onde , apo fletë ndërprerë të tilla si shirit.

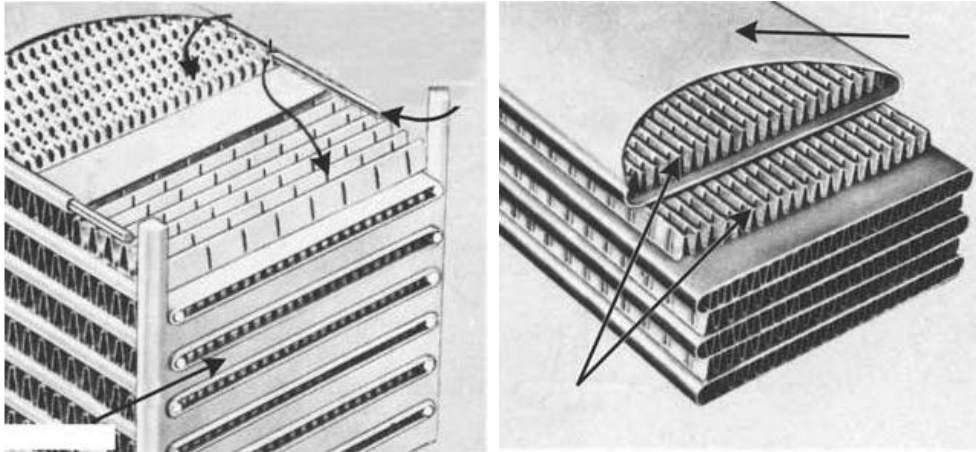


Fig.4.0 Këmbyesi i nxehtësisë pllakë-fletë

4.2 Transferimi i nxehtësisë dhe rënia e presionit

Për transferimin e nxehtësisë¹² siç është përshkruar më parë, këmbyesit e nxehtësisë kompakt janë në dispozicion në një shumëllojshmëri të gjerë e konfigurimeve të matricës së transferimit të nxehtësisë. Transferimi i tyre i nxehtësisë dhe karakteristikat e rënies së presionit janë studiuar nga Kays dhe London. Karakteristikat e transferimit të nxehtësisë dhe të presionit të konfiguracioneve të ndryshme për përdorim si këmbyes kompakt të nxehtësisë përcaktohen eksperimentalisht.

Fig.4.1 tregon të dhëna tipike të transferimit të nxehtësisë dhe faktorit të fërkimit për konfigurime të ndryshme të këmbyesit të nxehtësisë kompakt, janë dhënë parametra të ndryshëm të sipërfaqes në Tabelën e më poshtme. Në figurën 4.2. janë dhënë të dhënat për transferimin e nxehtësisë dhe koeficientët e fërkimit për katër lloje të ndryshme të pllakave të thjeshta. Ekzistojnë tre grupe pa dimension që qeverisin këto korrelacione, të cilat janë numrat Stanton, Prandtl dhe Reynolds:

¹² Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition by Sadik Kakaç

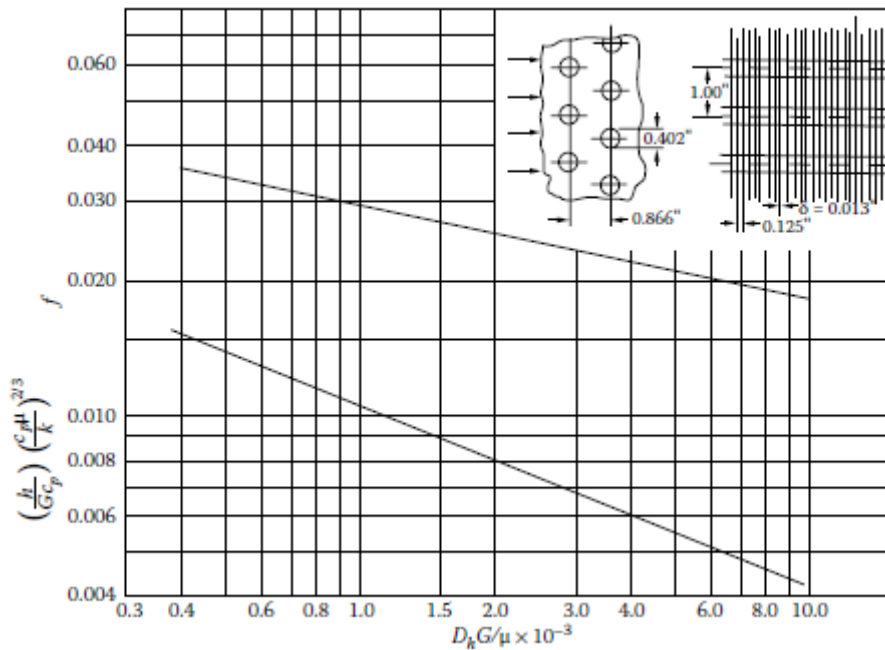


Figura 4.1 Transferimi i nxehtësisë dhe faktori i fërkimit për një nxehtësi të vazhdueshme të tubit rrethor

Sipërfaqe 8.0-3/8 T: tubi OD = 1.02 cm; katran fletë = 3.15/cm; trashësia e fletës = 0.033 cm; zona fletë/gjithsej zona = 0.839; diametri hidraulik i kalimit të ajrit = 0.3633 cm; zona e rrjedhjes së lirë / zona ballore, $\sigma = 0.534$; zona e transferimit të nxehtësisë/volumi total = $587 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

$$St = \frac{h}{Gc_p} ; Pr = \frac{c_p \mu}{k} ; Re = \frac{GD_h}{\mu} \quad (4.1)$$

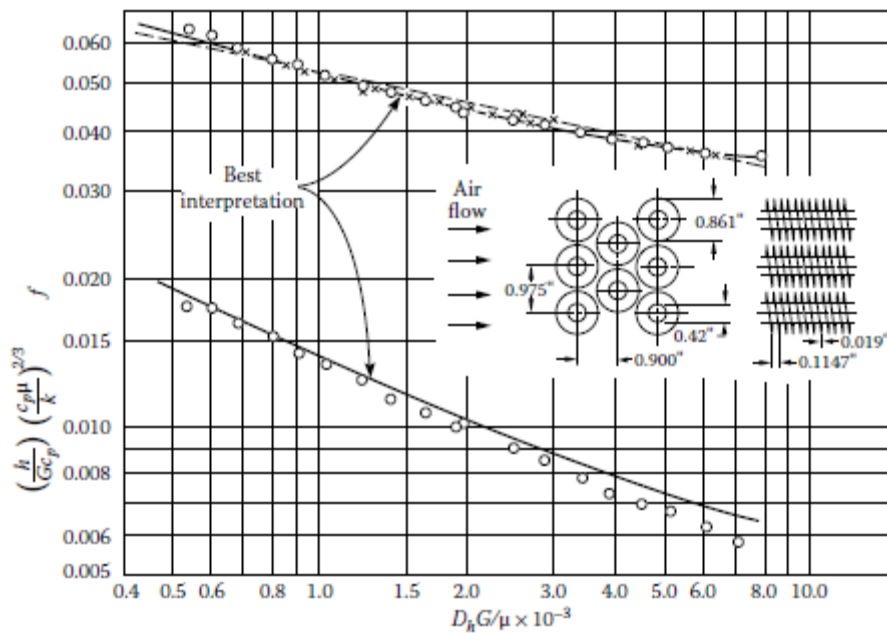


Figura 4.2. Transferimi i nxehtësisë dhe faktori i fërkimit për rrjedhjen nëpër matricën rrethore të tubit

Sipërfaqja CF-8.72 (c): tubi OD = 1,07 cm; katran fletë = 3.43/cm; trashësia e fletës = 0.048 cm; sipërfaqja e fletë/sipërfaqja totale = 0.876; diametri hidraulik, dh = 0.443 cm; zona e rrjedhjes së lirë / zona ballore, $\sigma = 0.494$; transferim i nxehtësisë zona/vëllimi total = 446 m²/m³.

ku G është shpejtësia masive ose fluksi masiv, i përcaktuar si:

$$G = \rho u_{\max} = \frac{\dot{m}}{A_{\min}} \quad (4.2)$$

\dot{m} është norma e përgjithshme e rrjedhjes së fluideve dhe A_{\min} është rrjedha minimale e lirë, pavarësisht se ku ndodh ky kalim i rrjedhes minimale. Vlera e diametrit hidraulik për çdo konfigurim është specifikuar në Figura 4.2-4.3 dhe në Tabelën. Diametri hidraulik është përcaktuar si katër herë me volumin e kalimit të rrjedhës i ndarë nga zona e përgjithshme e transferimit të nxehtësisë:

$$D_h = 4 \frac{LA_{\min}}{A} \quad (4.3)$$

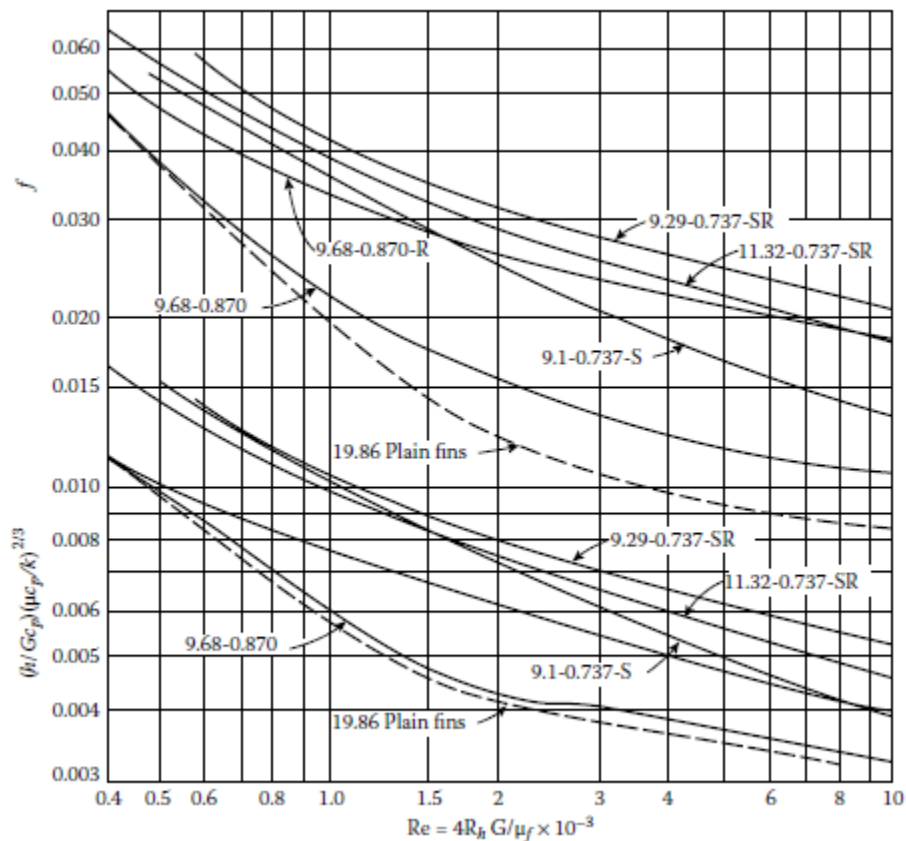


Figura 4.3. Transferimi i nxehtësisë dhe faktori i fërkimit për rrjedhën në të gjithë matricën e sheshtë të fletës

Transferimi i nxehtësisë dhe faktori i fërkimit për rrjedhën në të gjithë matricën e sheshtë të fletës për sipërfaqet e treguara në Figurën 4.3 dhe Tabelën 10.1. (Nga Kays, W. M. dhe Londër, A. L., Këmbyesit e Kompaktë të Ngrohjes, Ed. I tretë, McGraw-Hill, New York, 1984. Me leje.) Koeficienti i përgjithshëm i transferimit të nxehtësisë bazuar në sipërfaqen e gazit anësor, që mund të shkruhet një këmbyes i nxehtësisë gazi-lëng i cili neglizhon efektet e prishjes nga ku është eficienta sipërfaqësore e jashtme, e definuar si $At (= Au + Af)$ është sipërfaqja e përgjithshme e ajrit të jashtëm. Koeficienti i përgjithshëm i transferimit të nxehtësisë bazuar në sipërfaqen e brendshme është:

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + A_i R_w + \frac{A_i}{A_t} \frac{1}{\eta_0 h_0} \quad (4.4)$$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{\eta_i h_i} + A_i R_w + \frac{A_i}{A_t} \frac{1}{\eta_0 h_0} \quad (4.5)$$

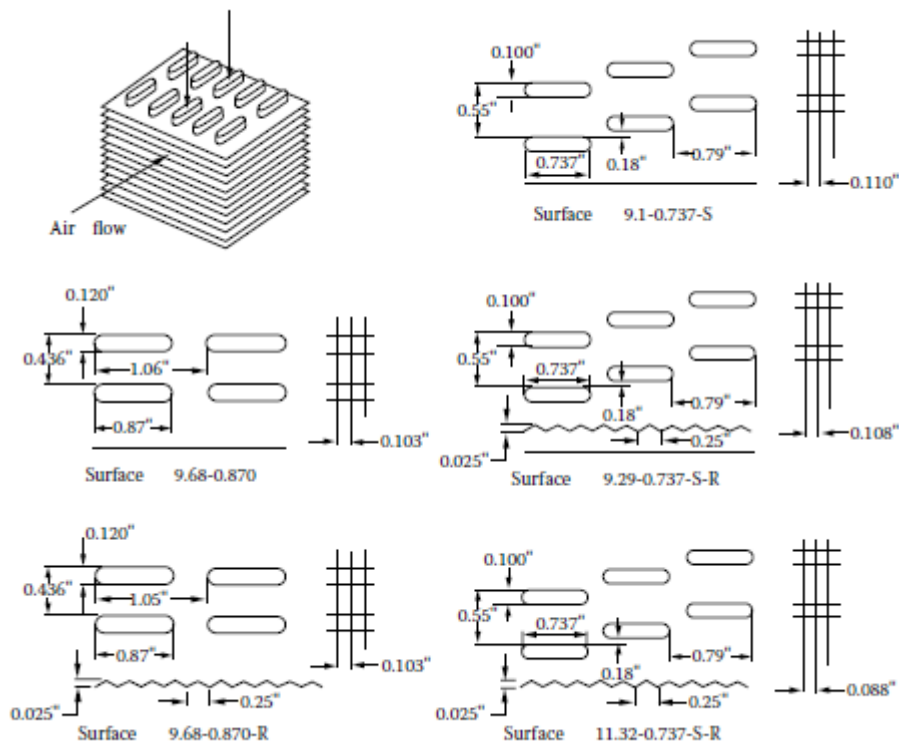


Figura 4.4. Sipërfaqet kompakte të ndryshme të rrafshuar të tubave

Sipërfaqet kompakte të ndryshme të rrafshuar të tubave–pllakë-fletë për të cilat janë paraqitur të dhënat e testimit në figurën 4.4. (Nga Kays, W. M. dhe Londër, A. L., këmbyesit e nxehtësisë kompakte, botimi i tretë, McGraw-Hill, New York, 1984. Me leje.)

Ndjeshmëria në ajër është :

$$K = \frac{\eta_0 h_0 A_t}{A_i} \quad (4.6)$$

Në përgjithësi, rritja e numrit të fletës për centimetër do të rritet përçueshmërin termike duke rritur raportin A_t/A_i . Gjithashtu, përdorimi më shumë nga afër i fletë-sipërfaqe do të rrisë koeficientin e transferimit të ngrohjes, ho, për shkak të një diametër hidraulik. Nga ana tjetër, përdorimi i një konfiguracioni të posaçëm të fletës, të tilla si një fletë e valëzuar, do të prodhojë një koeficient më të lartë të transferimit të nxehtësisë. Efikasiteti i sipërfaqës së jashtme, η_o , është i ndikuar nga trashësia e fletës, përçueshmëria termike, dhe gjatësia e fletës. Efienca e fletës, f , mund të llogaritet me grafikët ose ekuacionet e dhëna në shumicën e teksteve të transferimit të nxehtësisë.

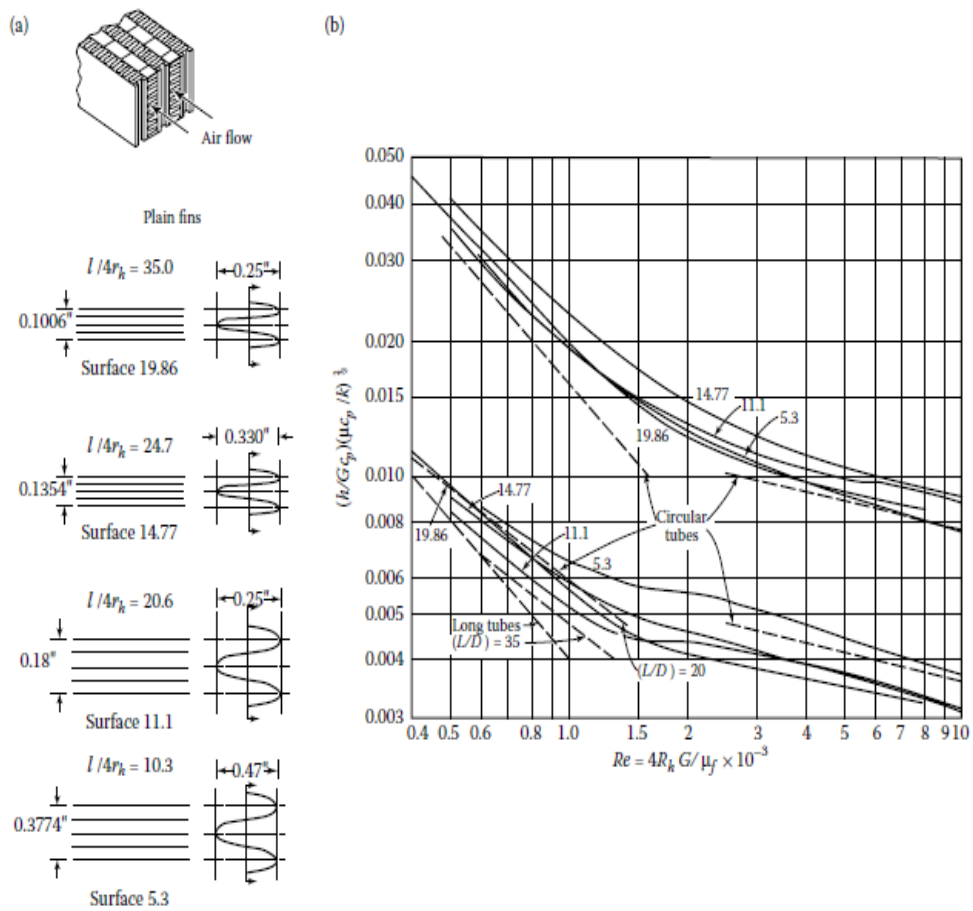


Figura 5.0. Nxjerrja e nxehtësisë dhe faktori i fërkimit për katër matricat e transferimit të nxehtësisë të pllakave

Nxjerrja e nxehtësisë dhe faktori i fërkimit për katër matricat e transferimit të nxehtësisë të pllakave të tabelës 4. (Nga Kays, W. M. dhe Londër, A. L., Kompakte Nxehtësia Exchangers, botimi i tretë, McGraw-Hill, New York, 1984. Me leje.)

Tabela 4. Matjet e transferimit të nxehtësisë matricë-gjeometrike për llojet fletë e rrafshët dhe pllakë-fletë të cilat janë të paraqitur në fig. 4.2 dhe 4.3.

Përcaktimi i sipërfaqes	Fletë (për cm)	Diametri Hidraulik (D_k , Cm)	Pllaka ndarëse (b, Cm)	Trashësia e Tubit ose Fletës (Cm)	Zona e zgjeruar	Zona	zona	zona e rrjedhës (σ)
					Zona totale	Vëllimi në mes të pllakës (β , m^2/m^3)	Vëllimi kryesor (β , m^2/m^3)	
Lloji i pllakës								
5.30	13.46	0.051	1.194	0.0152	0.719	511.8		
11.10	28.19	0.257	0.635	0.0152	0.730	1095.8		
14.77	37.52	0.215	0.838	0.0152	0.831	1210.6		
19.86	50.44	0.152		0.0152	0.883	1493.0		
Pllaka-fletë								
9.68-0.870	24.587	0.2997		0.0102	0.795		751.3	0.697
9.68-0.870-R	24.587	0.2997		0.0102	0.795		751.3	0.697
9.10737- S	23.114	0.3565		0.0102	0.813		734.9	0.788
9.29-0.737-S-R	28.753	0.3510		0.0102	0.845		885.8	0.788
11.32-0737-S -R	23.596	0.3434		0.0102	0.814		748.0	0.780

Burimi: From Kays, W.M. and London, A.L., Compact Heat Exchangers, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 1984.

4.3 Analiza termike e këmbyesve të nxehtësisë me rrjedhje paralele

Efikasiteti i këmbyesit¹³ të nxehtësisë me rrjedhën paralele të fluideve të punës llogaritet me shprehjen:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1+R)}}{(1+R)} \quad (4.3.1)$$

Koeficienti i përgjithshëm i transferimit të nxehtësisë, i përcaktuar eksperimentalisht, rrjedh nga ekuacioni bazë i nxehtësisë së transferuar:

$$U_{\text{exp}} = \frac{\dot{Q}_{\text{exp}}}{A \cdot LTMD} \quad (4.3.2)$$

\dot{Q}_{exp} , [W] - nxehtësia eksperimentale e transferuar;

A, [m²] - Sipërfaqja e përgjithshme e transferimit të nxehtësisë;

Ndryshimi logaritmik mesatar i temperaturës për rrjedhën paralele të fluideve të punës llogaritet me shprehjen:

$$LTMD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln \frac{(T_{h,i} - T_{c,i})}{(T_{h,o} - T_{c,o})}} \quad (4.3.3)$$

$T_{h,in}$, [°C] - temperatura e fluideve të nxehta në hyrje të këmbyesit të nxehtësisë;

$T_{h,o}$, [°C] - temperatura e fluideve të nxehta në daljen e këmbyesit të nxehtësisë;

$T_{c,in}$, [°C] - temperatura e fluideve të ftohta në hyrjen e këmbyesit të nxehtësisë;

$T_{c,o}$, [°C] - temperatura e fluideve të ftohta në daljen e këmbyesit të nxehtësisë;

Raporti i kapacitetit termik të fluideve të punës është dhënë nga shprehja:

$$R = \frac{C_c \cdot m_c}{C_h \cdot m_h} \quad (4.3.4)$$

C_c , [kJ / kg K] - Kapaciteti i nxehtësisë së fluidit të ftohtë:

¹³ <http://www.scirp.org/Journal/PaperInformation.aspx?paperID=77756&>

C_h , [kJ / kg K] –Kapaciteti specifik i nxehtësisë së lëngut të nxehtë:

\dot{m}_h , [kg / s] - masa rrjedhëse së fluidit të nxehtë;

\dot{m}_c , [kg / s] - masa rrjedhëse së fluidit të ftohtë.

Numri i njësive të transmetimit:

$$NTU = \frac{U_{\text{exp}} \cdot A}{C_{\text{min}}} \quad (4.3.5)$$

U_{exp} [W / m²K] - koeficienti i përgjithshëm i transferimit të nxehtësisë përcaktohet eksperimentalisht:

$$C_{\text{min}} = \min(C_h, C_c) \quad (4.3.6)$$

[kJ / kg K] - Kapaciteti minimal termik i fluidit; Dallimi maksimal i temperaturës në një këmbyes nxehtësie:

$$\Delta T_{\text{max}} = T_{h,\text{in}} - T_{c,\text{in}} \quad (4.3.7)$$

Ngrohja maksimale e transferuar në një këmbyes nxehtësie është:

$$\dot{Q}_{\text{exp}} = C_{\text{min}} \cdot \Delta T_{\text{max}} \quad (4.3.8)$$

Prandaj, efienca e ujit-ajrit të këmbyesit të nxehtësisë me sipërfaqet e pllakës-fletë është:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{\text{exp}}}{\dot{Q}_{\text{max}}} \quad (4.3.9)$$

Ngrohja totale e transferuar ndërmjet fluideve të punës me rrjedhje paralele në një këmbyes nxehtësie me sipërfaqe të pllakës-fletë, llogaritet nga ekuacioni i mëposhtëm:

$$\dot{Q}_{\text{exp}} = \varepsilon \cdot \dot{m}_c \cdot C_c \cdot \Delta t_{\text{max}} \quad (4.3.10)$$

Nga shprehja e numrit të njësive të transmetimit, ne mund të nxjerrim vlerën e produktit

$U \cdot A$:

$$U_{\text{exp}} \cdot A = c_{\text{min}} \cdot \dot{m}_{\text{min}} \cdot NTU$$

4.4 Rënia e presionit nga ana e ajrit të këmbyesve të nxehtësisë me sipërfaqet e pllakave-fletë

Rënia maksimale e presionit konsiderohet si një nga specifikimet kryesore të projektimit. Nëse rënia e presionit arrin vlerat maksimale më të larta se sa lejohet, sipërfaqja shtesë e fletës nuk duhet të shtohet. Përshkrimin e rënies së presionit është e nevojshme për të aplikuar për numrat jo-dimensionale: Staton, Prandtl dhe Reynolds:

$$S_t = \frac{\alpha}{G \cdot c_p}; P_r = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda}; R_e = \frac{G \cdot D_h}{\mu} \quad (4.4.1)$$

μ , [Pa s] - viskoziteti dinamik i fluidit;

D_h , [m] - diametëri hidraulik;

λ , [W / mK] - përçueshmëria termike e fluidit;

G , [kg / m²s] - shpejtësia e masës ose fluksi masiv;

α , [W / m²K] - koeficienti i transferimit të nxehtësisë me konvektion;

c_p , [kJ / kg K] -kapaciteti i nxehtësisë specifik të fluidit.

Diametri hidraulik përkufizohet si katër herë me volumin e kalimit të rrjedhës të ndarë me sipërfaqen totale të transferimit të nxehtësisë:

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{P} = 4 \cdot \frac{L \cdot A_{\min}}{A} \quad (4.4.2)$$

P , [m] perimetër të seksionit; A_{\min} [m²] - zona minimale e rrjedhjes.

Rënia e presionit nga ana e ajrit në këmbyesit e nxehtësisë me sipërfaqet e pllakave-fletë jepet nga shprehja:

$$\Delta P = \frac{G^2}{2 \cdot \rho_b} \cdot \left[(k_c + 1 - \sigma^2) + 2 \cdot \left(\frac{\rho_b}{\rho_j} - 1 \right) + f \cdot \frac{A}{A_{\min}} \cdot \frac{\rho_b}{\rho} - (1 - k_e - \sigma^2) \cdot \frac{\rho_b}{\rho_j} \right] \quad (4.4.3)$$

\dot{m} - [kg / s] - masa e rrjedhës së ajrit;

ρ - [kg / m³] -Densiteti mesatar i ajrit;

ρ_b - [kg / m³] - Dendësia e fluidit në hyrje dhe dalje të këmbyesit të nxehtësisë;

ρ_j - [kg / m³] Dendësia e fluidit në hyrje dhe dalje të këmbyesit të nxehtësisë;

Koeficienti i fërkimit.

Koeficienti i fërkimit nga ana e ajrit e këmbyesit të nxehtësisë të pllakës fletë (f) llogaritet me shprehjen:

$$f = 0.064 \cdot (\text{Re})^{-0.2} \quad (4.4.4)$$

$\sigma = \frac{A_{\min}}{A}$, $L \cdot A_{\min}$ -sipërfaqja minimale e sipërfaqes së lirë / sipërfaqja ballore

(4.4.5)

$\frac{A}{A_{\min}} = \frac{4 \cdot L}{D_h}$ (sipërfaqja totale e transferimit të nxehtësisë / zona minimale e rrjedhjes)(4.4.6)

$$G = \frac{\rho \cdot w_0 \cdot A}{A_{\min}} = \frac{\rho \cdot w_0}{\sigma} \quad (4.4.7)$$

w_0 , [m / s] - shpejtësia mesatare e ajrit, Dendësia mesatare e ajrit:

L, [m] - densiteti i rrjedhës në këmbyesin e nxehtësisë;

$L \cdot A_{\min}$ [m³] - Vëllimi minimal i rrjedhjes së lirë;

A, [m²] -Sipërfaqja e përgjithshme e transferimit të nxehtësisë. Shpejtësia masive ose fluksi masiv përcaktohet si:

$$\rho = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{\rho_b} + \frac{1}{\rho_j} \right) \quad (4.4.8)$$

4.5 Korrelacionet për faktorët j dhe f të këmbyesit të nxehtësisë pllakë-fletë (ajër-ujë)

Korrelacionet e zgjerimit ¹⁴, përbëhen nga përshtatjet e kurbës së ligjit të shkallëzimit të vlerave j dhe f për këmbyesit e nxehtësisë, sipërfaqeja gjeometrike mbi dy vargjet Reynolds: $Re_h \leq 1000$, e cila është kryesisht laminare, dhe $Re_h \geq 2000$, e cila është kryesisht e turbullt. Për $Re_h \leq 1000$

$$j = 0.483 \left(\frac{l_f}{D_h} \right)^{-0.162} \xi^{-0.184} Re_h^{-0.536} \quad (4.5.1)$$

$$f = 7.661 \left(\frac{l_f}{D_h} \right)^{-0.384} \xi^{-0.092} Re_h^{-0.712} \quad (4.5.2)$$

për $Re_h \geq 2000$,

$$j = 0.242 \left(\frac{l_f}{D_h} \right)^{-0.322} \left(\frac{t_f}{D_h} \right)^{0.534} Re_h^{-0.198} \quad (4.5.3)$$

$$f = 1.136 \left(\frac{l_f}{D_h} \right)^{-0.781} \left(\frac{t_f}{D_h} \right)^{0.534} Re_h^{-0.198} \quad (4.5.4)$$

ku Re_h është numri i Reynolds bazuar në diametrin hidraulik D_h të dhënë nga:

$$D_h = \frac{2sh_f}{s + h_f} \quad (4.5.5)$$

dhe α është raporti aspekt, s / h_f

¹⁴ *Heat Exchanger Design Handbook, Second Edition, Kuppan Thulukkanam*

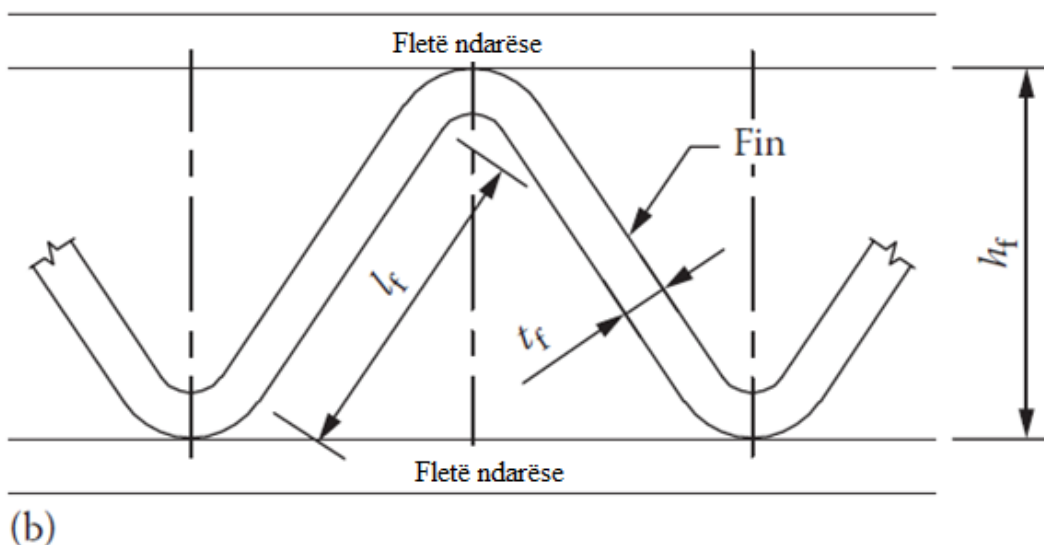
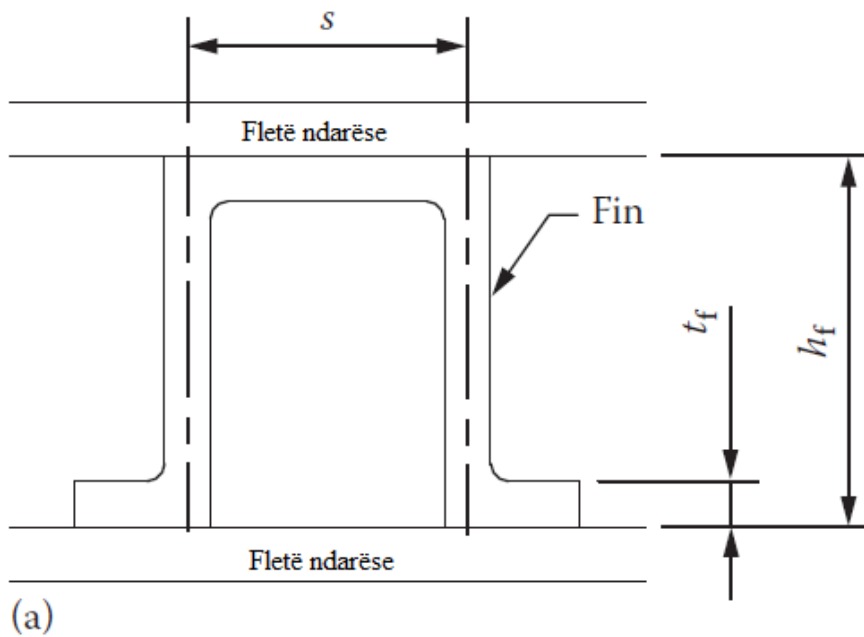


Figura 5.1/a,b. Detajet e fletës (a) fleta drejtkëndore dhe (b) fleta trekëndore.

Joshi dhe Webb kanë zhvilluar një model teorik më të sofistikuar për të parashikuar karakteristikat (j) dhe (f) kundrejt numrit Reynolds për OSF. Ky model mundësisht përfshin të gjithë faktorët e grupit (s / d , t_f / l_f , t_f / s) gjeometrik dhe transferimi i nxehtësisë në sipërfaqen bazë në të cilën fletat janë bashkangjitur.

Manglik dhe Bergles shqyrtuan të dhënat në dispozicion j dhe f dhe zhvilluan korrelacione të përmirësuara për j dhe f, me një ekuacion të vetëm parashikuese që përfaqëson të dhënat

vazhdimisht nga rrjedha laminare në rrjedhën turbulente. Korrelacionet e tyre për j dhe f janë si më poshtë:

$$j = 0.6522 \text{Re}_h^{-0.5403} \xi^{-0.1541} \delta^{0.1499} \eta^{-0.0678} \quad (4.5.6)$$

$$x \left\{ 1 + 7.6669 \times 10^{-8} \text{Re}_h^{4.429} \xi^{0.92} \delta^{3.767} \eta^{0.236} \right\}^{0.1} \quad (4.5.7)$$

$$f = 9.6243 \text{Re}_h^{-0.7422} \xi^{-0.1856} \delta^{0.3053} \eta^{0.2659} \quad (4.5.8)$$

ku ξ është raporti aspekt = s / h_s ; $\delta = t_f / l_f$; $\eta = t_f / s$; dhe Re_h bazohet në diametrin hidraulik D_h dhënë nga ekuacioni i mëposhtëm:

$$D_h = \frac{4sh_f l_f}{2(sl_f + h_f l_f + t_f h_f) + t_f s} \quad (4.5.9)$$

5. Diskutimi i rezultateve – simulimi i performanës energjetike të KN

Këmbyesit e nxehtësisë ajër-ujë, që aplikohet për shkak të rrjedhjes së fluideve në të njëjtin drejtim quhet këmbyesi i nxehtësisë me rrjedhën paralele. Sa i përket përzierjeve të fluideve të punës, i njëjti këmbyesi i nxehtësisë quhet me përzierje përgjatë këmbimit nga ana e ajrit dhe pa përzierje nga ana e ujit . Në këmbyesit e tillë të nxehtësisë sipërfaqet nga anët e ajrit, të cilat kanë gjetur më shumë aplikime janë tuba dhe drejtkëndësha. Efikasiteti i përgjithshëm i këmbyesve të nxehtësisë me sipërfaqe-fletë është ndikuar nga shumë faktorë si materiali sipërfaqësor i këmbyesve të nxehtësisë, rrjedhja e fluideve, vendosja e distancës së sipërfaqeve, sipërfaqja e numrit të fletës dhe llojeve të fluideve, drejtimi i rrjedhës etj. Sipërfaqet e fletave zakonisht vendosen jashtë tubave, por ka disa aplikacione kur ato vendosen brenda tubave . Në analizën e këmbyesve të nxehtësisë të pllakave - fletë bazohen në rënien e presionit dhe karakteristikat e transferimit të nxehtësisë.

Një këmbyesi nxehtësie me sipërfaqe të pllakave-fletë përbëhet nga pllaka nga ana e ajrit në vend të tubave për të ndarë ujin e nxehtë dhe të ftohtë. Në vitin 1930, këmbyesit e nxehtësisë së pllakave përdorshin për të përmbushur kërkesat higjienike të industrisë ushqimore. Në ditët e sotme këmbyesve të nxehtësisë gjejnë aplikime në fusha të ndryshme si prodhimi i energjisë, ngrohja, sistemet e ventilimit dhe klimatizimit, prodhimi i gazit, industria kimike, farmaceutike, industria ushqimore etj.

Një metodë e cila ofron një platformë ideale për studimin e performancës së ekskavatorit të nxehtësisë me pllaka-fletë me sistem të përzier , u zhvillua nga M. Thirumarimurugan . Një hulumtim eksperimental për kushtet e laboratorit është zhvilluar nga Alur në mënyrë që të provojë transferimin e nxehtësisë dhe karakteristikat e rënies së presionit për një këmbyesi të nxehtësisë pllakë-fletë me rrjedhën e kundërt. Nabadi ka analizuar një hetim numerik të rënies së presionit dhe transferimit të nxehtësisë në një këmbyesi nxehtësie që është projektuar me formën e ndryshme të kunjë (pin) fletë.

Qëllimi i këtij punimi është të përcaktojë funksionimin optimal të këmbyesit të nxehtësisë të pllakave për rrjedhën e ndryshme të fluideve të punës në mënyrë që të arrijnë vlerat më të larta të performancës. Eksperimenti i ngritur në këtë hetim përbëhet nga një këmbyesi paralel i nxehtësisë së rrjedhës. Ndryshimi i rrjedhës së ajrit përgjatë tunelit bëhet nga një tifoz aksial me shpejtësi të ndryshueshme, vlerat e të cilave maten me një mikromanometri diferencial. Në dalje të tunelit, ajri ngrohet duke marrë nxehtësinë nga uji që rrjedh brenda tubave në të

njëjtin drejtim. Rrjedhat e ujit sigurohen nga një pompë qarkulluese, ku sasia e ujit në sistem matet nga një rotametër i vendosur në daljen e ujit të nxehtë.

Efektiviteti i këmbimit të nxehtësisë llogaritet për vlera të ndryshme të shkallës së rrjedhjes ndërmjet fluideve të punës. Matjet e temperaturës lexohen në ekranin e panelit elektrik të kontrollit. Sipërfaqet e fletës për ngrohjen e këmbyesit ajrit-ujë janë drejtkëndëshe. Prandaj, rezultatet e transferimit të nxehtësisë dhe karakteristikat e rënies së presionit në funksion të ndryshimit të rrjedhës së fluideve të punës janë paraqitur më poshtë.

5.1 Ndërtimi i diagramit (t -F) për këmbyesin e nxehtësisë ajër-ujë

Këmbyesi i nxehtësisë i tipit ajër-ujë¹⁵ T157D krijon mundësinë e studimit të funksionimit të një radiatorit makinë. Pajisja përbehet prej tubash alumini të profiluar në formë terpentine, të cilat janë instaluar në brendësi të një tuneli prej llamarine celiku. Gjithashtu, në pjesën e poshtme të pajisjes është instaluar një bojler elektrik, i cili siguron ujë të ngrohtë.

Qarkullimi i ujit bëhet i mundur me anë të një elektropompe me tri shpejtësi dhe prurja(rrjedhja) e ujit matet me anë të një rotometri. Ndërsa qarkullimi i ajrit bëhet i mundur me anë të një ventilatori me shpejtësi të ndryshueshme. Matja e prurjes së ajrit bëhet e mundur me anë të një mikromanometri diferencial të lidhur me një flanaxhe kalibruese duke shfrytëzuar diagramin e kalibrimit.

Në pikat karakteristike të këmbyesit të nxehtësisë ajër-ujë T157D, janë instaluar 4 termocifte Pt100 të cilat janë të lidhura me një instrument dixhital. Stenda është e çmontueshme dhe ka një panel vertikal që siguron një pamje të qartë të instrumenteve drejtues dhe matëse. Në impiantet industriale, këmbyesit e nxehtësisë përdoren gjerësisht për realizimin e proceseve të ngrohjes dhe të ftohjes së fluideve të ndryshme.

Qëllimi i punës dhe përshkrimi i pajisjes :

Kjo punë laboratorit, bën të mundur që:

- të matet diferenca e temperaturave të ujit në hyrje dhe në dalje të këmbyesit të nxehtësisë Δt_1 ;
- të matet diferenca e temperaturave të ajrit në hyrje dhe në dalje të këmbyesit të nxehtësisë Δt_2 .

¹⁵ Udhëzues i punëve laboratorike në termoteknikë/ Angjelin Shtjefani, Altin Maraj, Tiranë: shblu,2006

5.2 Ndërtimi i këmbyesit të nxehtësisë ajër-ujë T157D

Në figurën 5.1 tregohet një pamje e përgjithshme e këmbyesit të nxehtësisë ajër-ujë T157D. Ky model i paraqitur në figurën 5.1 bën të mundur studimin e funksionimit të këmbyesit të nxehtësisë ajër-ujë, me tuba të rrumbullakëta të bëra prej alumini, të instaluar në një tunel të llakuar të fletëve të llakuar. Qarkullimi i ajrit sigurohet nga një ventilator me shpejtësi të ndryshueshme, katër Pt100 rezistorë të nxehtësisë, të lidhur me një instrument dixhital, vendosen në pikat e përshtatshme matëse në sistem. Ajri rrjedh përmes njësisë test 1 (tuneli) me anë të tifozi axia 2 dhe një mikromanometri diferenciale 3 i ndërprerë me një fillanxhë të kalibruar, bën të mundur matjen e shkallës së rrjedhës nga sipërfaqet e pllakave të fletës.

Nga ana tjetër, uji me temperaturë T1 hyn në këmbyesin e nxehtësisë dhe e lë atë me temperaturën T2. Më tej, uji është dërguar në rezervuarin e ujit 4, ku matja e nivelit të ujit kryhet me valvulë të tipit notues 5. Me anë të pompës qarkulluese të tre shpejtësitë, uji i dërgohet ngrohësit elektrik 10 në të cilin uji rrit temperaturën në T1. Matja e rrjedhës së ujit kryhet nga një matës i rrjedhës 11 (rotametër).

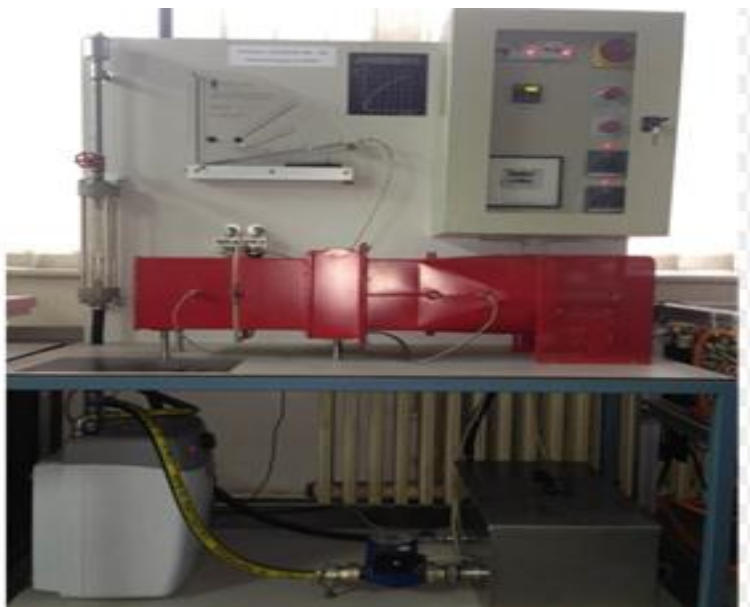


Figura 5.1. Pamja e përgjithëshme e këmbyesit të nxehtësisë ajër-ujë T157D

Ventilat 12, 13, 8, 9, 6 shërbejnë për të ruajtur qarkun e ujit nën normat e lejueshme për të kryer një funksionim normal të këmbyesit të nxehtësisë.

5.3 Njësia e testimit të këmbyesit të nxehtësisë së ajër-ujë të instaluar në një tunel prej çeliku- fletë

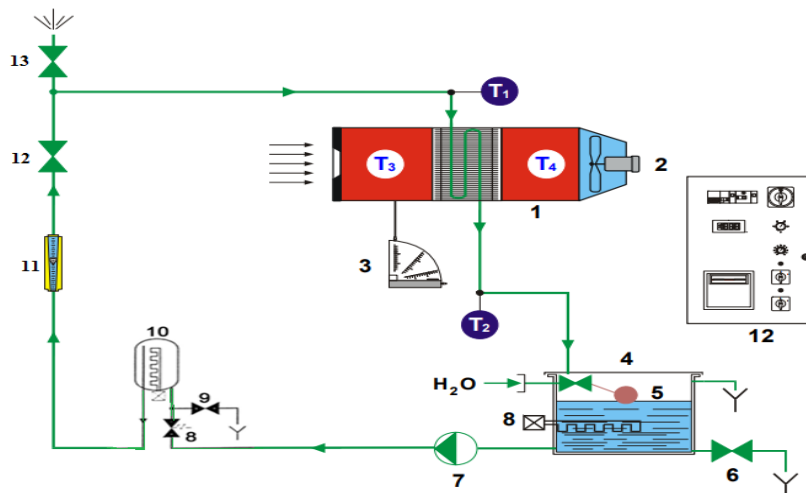


Figura 5.2. Pamje e njësisë së testimit të këmbyesit të nxehtësisë së ajër-ujë të instaluar në një tunel prej çeliku të fletë

1. Tuneli i testimit, i cili është i paisur me një këmbyes nxehtësie, një diafragm dhe njëventilator;
2. Tifoz aksial me shpejtësi të ndryshueshme me operim elektrik;
3. Mikromanometri diferencial;
4. Qarkullimi i ujit dhe depozita e ujit ushqyes;
5. Valvula e tipit notues;
6. Valvula e sigurisë për bojler;
7. Pompa qarkulluse ;
8. Valvula për sigurin e ngrohësit;
9. Valvula për shkarkim e ngrohësit;
10. Ngrohësi elektrik (bojleri);
11. Rotametër matja e rrjedhjes (0 deri 300) [l / h];
12. Valvula për rregullimin e rrjedhës së ujit;
13. Valvula për shkarkimin e ajrit;
14. Paneli i kontrollit elektrik;
- LI. Treguesi i nivelit;
- T1. Temperatura e ujit në hyrje të këmbyesit të nxehtësisë;
- T2. Temperatura e ujit në daljen e këmbyesit të nxehtësisë;

- T3. Temperatura e ajrit në hyrje të këmbyesit të nxehtësisë;
- T4. Temperatura e ajrit në daljen e këmbyesit të nxehtësisë.

5.4 Paneli i kontrollit elektrik

Paneli i kontrollit elektrik i paraqitur në figurën 5.2 përbëhet nga këto elemente:

- IA- çelësi automatik magneto-termik;
- ID- çelësi diferencial;
- LO- llamba treguese e ushqimit;
- A- selektuesi i elektropompe;
- B- çelësi i mbylljes së derës;
- C- ekran dixhital;
- D- selektuesi i termociftit;
- E- potenciometri i rregullimit të shpejtësisë së ventilatorit;
- F- çelësi i ndezjes/fikjes së ventilatorit;
- G- llamba e cila tregon venien në punë të ventilatorit;
- H- kontaktor i energjisë elektrike;
- I- çelësi i ndezjes/fikjes së bojlerit elektrik;
- L- llamba e cila tregon vënien në punë të boilerit elektrik.



14

Figura 5.3. Paneli i kontrollit elektrik

5.5 Qarku i ujit të ngrohtë

Qarku i ujit të ngrohtë shërben për të realizuar procesin e ngrohjes së ujit dhe bën të mundur rrjedhjen e tij nëpër këmbyesin e nxehtësisë (serpentine). Uji merret nga depozita 4 me anë të elektropompës 7. Pastaj uji ngrohet në boilerin elektrik 10 dhe transferohet në këmbyesin e nxehtësisë në të cilin realizohen matjet e nevojshme. Elektropompa është e pajisur me një selektues që bën të mundur rrotullimin e rotorit të saj me tri shpejtësi të ndryshme rrotullimi duke krijuar mundësinë që të përfitohen tri prurje të ndryshme të ujit. Prurja e ujit të ngrohtë mund të matet me anë të një rotometri 11 i cili është i lidhur me një ekran dixhital C të instaluar në panelin e kontrollit elektrik 14. Temperatura e ujit të ngrohtë në hyrje T1 dhe në dalje T2 të këmbyesit të nxehtësisë matet me anë të termocifteve Pt100 dhe mund të vizualizohet në ekranin dixhital C duke e vendosur selektorin në pozicionin përkatës.

Të dhëna teknike për boilerin elektrik:

- kapaciteti: 12 l;
- fuqia: 1.2 KW;
- të dhëna teknike për termociftet Pt100;
- intervali i funksionimit: 0 -300 °C;
- saktësia e matjeve: (± 0.3 °C në 0 °C dhe ± 0.8 °C në 100 °C).

5.6 Qarku i ajrit

Qarku i ajrit bën të mundur sigurimin e një prurjeje të mjaftueshme të ajrit për të realizuar procesin e këmbimit të nxehtësisë. Prurja e ajrit realizohet me anë të ventilatorit 2 i cili e merr ajrin nga ambienti i jashtëm dhe e dërgon atë në këmbyesin e nxehtësisë. Prurja e ajrit matet duke shfrytëzuar vlerën e diferencës së presionit në diagramin e kalibrimit, e cila matet me anë të manometrit diferencial 3. Temperatura e ajrit në hyrje T3 dhe në dalje T4 të këmbyesit të nxehtësisë matet me anë të termocifteve Pt100 dhe mund të paraqitet në ekranin dixhital C duke e vendosur selektorin në pozicionin përkatës.

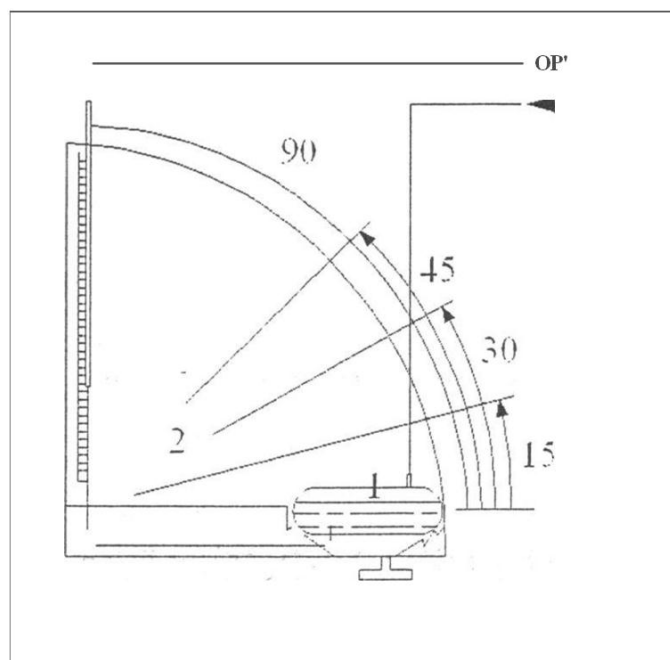
5.7 Mikromanometri diferencial

Stenda është e pajisur me një mikromanometër diferencial, i cili është paraqitur në figurën 5.4. Për të punuar me mikromanometrën diferencial është e nevojshme:

- të mbushet depozita 1 me fluidin manometrik me densitet 0.8 kg/dm^3 ;
- të zgjidhet shkalla e matjes duke pozicionuar tubin e levizshëm në një kënd i cili korrespondon me shkallën e dëshiruar;
 - 15° $0 \div 50 \text{ mm H}_2\text{O}$;
 - 30° $40 \div 100 \text{ mm H}_2\text{O}$;
 - 45° $80 \div 140 \text{ mm H}_2\text{O}$;
 - 90° $0 \div 200 \text{ mm H}_2\text{O}$

të zgjerohet mikromanometri diferencial me anë të vidës rregulluese 3, duke bërë të mundur që vlera fillestare e shkallës së matjes të korrespondojë me nivelin e fluidit manometrik.

Figura 5.4. Mikromanometri diferencial



Me anë të mikromanometrit diferencial, është e mundur që të përcaktohet vlera e lartësisë manometrike h .

Përcaktimi i prurjes së ajrit \dot{m}_{ajrit} , bëhet duke shfrytëzuar diagramin e kalibrimit të paraqitur në figurën 5.5.

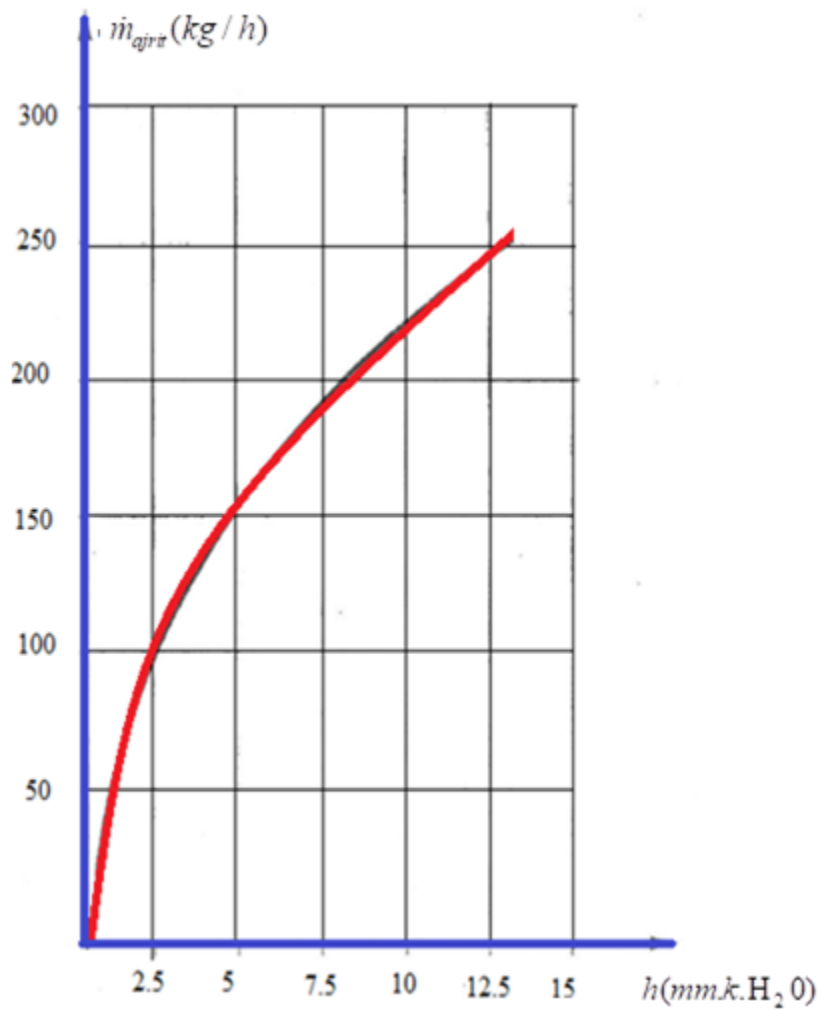


Fig. 5.5 Diagrami i prurjes së ajrit (Diagrami d=100mm, t=18⁰C)

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1+R)}}{(1+R)} \quad ; \quad U_{\text{exp}} = \frac{\dot{Q}_{\text{exp}}}{A \cdot LTMD} \quad ; \quad LTMD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln \frac{(T_{h,i} - T_{c,i})}{(T_{h,o} - T_{c,o})}}$$

$$R = \frac{c_c \cdot \dot{m}_c}{c_h \cdot \dot{m}_h} \quad ; \quad NTU = \frac{U_{\text{exp}} \cdot A}{C_{\text{min}}} \quad ; \quad C_{\text{min}} = \min(C_h, C_c)$$

$$\Delta T_{\text{max}} = T_{h,in} - T_{c,in} \quad ; \quad \dot{Q}_{\text{exp}} = C_{\text{min}} \cdot \Delta T_{\text{max}} \quad ; \quad \varepsilon = \frac{\dot{Q}_{\text{exp}}}{\dot{Q}_{\text{max}}} \quad ; \quad \dot{Q}_{\text{exp}} = \varepsilon \cdot \dot{m}_c \cdot C_c \cdot \Delta t_{\text{max}}$$

$$U_{\text{exp}} \cdot A = c_{\text{min}} \cdot \dot{m}_{\text{min}} \cdot NTU$$

$$S_t = \frac{\alpha}{G \cdot c_p}; \quad P_r = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda}; \quad R_e = \frac{G \cdot D_h}{\mu}, \quad D_h = \frac{4 \cdot A}{P} = 4 \cdot \frac{L \cdot A_{\min}}{A};$$

$$f = 0.064 \cdot (\text{Re})^{-0.2}; \quad \sigma = \frac{A_{\min}}{A}; \quad \frac{A}{A_{\min}} = \frac{4 \cdot L}{D_h}$$

$$\Delta P = \frac{G^2}{2 \cdot \rho_b} \cdot \left[(k_c + 1 - \sigma^2) + 2 \cdot \left(\frac{\rho_b}{\rho_j} - 1 \right) + f \cdot \frac{A}{A_{\min}} \cdot \frac{\rho_b}{\rho} - (1 - k_e - \sigma^2) \cdot \frac{\rho_b}{\rho_j} \right]$$

$$G = \frac{\rho \cdot w_0 \cdot A}{A_{\min}} = \frac{\rho \cdot w_0}{\sigma}, \quad \rho = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{\rho_b} + \frac{1}{\rho_j} \right)$$

5.8 Analiza dhe simulimi i performancës së këmbyesit të nxehtësisë pllakë-fletë (ajër-ujë)

Analiza eksperimentale¹⁶ e performancës për këmbyesin aktual të nxehtësisë është bërë në pajisjen e treguar në figurën 5.1. dhe 5.2. Për të nxjerrë në pah ndikimet e ndryshimit të rrjedhës së fluideve të punës, diagramet e mëposhtme paraqiten si më poshtë: diferenca mesatare logaritmike e temperaturës, efikasiteti i këmbyesit të nxehtësisë, nxehtësia reale dhe maksimale e transferuar në këmbyesin e nxehtësisë, koeficienti i përgjithshëm i transferimit të nxehtësisë, rënia e presionit, shpejtësia e ajrit, numri i Reynolds nga ana e ajrit të këmbyesit të nxehtësisë. Edhe pse, vetitë fizike të fluideve të punës, të paraqitura në tabelën 1.0 me vlera fikse, gjatë llogaritjes ato merren parasysh duke u ndryshuar me temperaturë, edhe pse efekti i temperaturës në vetitë fizike ka pak ose nuk ka pasur efekt mbi performancën e këmbyesit të nxehtësisë.

k	k	Cp	Cp	μ	μ	ρ	ρ	Pr	Pr
W/mK	W/mK	J/kgK	J/kgK	Pa*s	Pa*s	Kg/m ³	Kg/m ³	-	-
ujë	ajër	ujë	ajër	ujë	ajër	ujë	ajër	ujë	Ajër
0.65	0.03	4065.85	1007.25	0.0005	0.000019	985.4	1.12	3.08	0.71

Tabela 1.0. Vetitë fizike të fluideve të punës përgjatë këmbyesve të nxehtësisë pllakë-fletë

¹⁶ <https://www.scirp.org/journal/articles.aspx?searchCode=Drilon+Meha&searchField=authors&page=1>

Siç shihet nga Figura 2 (a), rritja në rrjedhën e ujit të nxehtë nga 30 në 40 [l / h] shkakton një rënie në LMTD, ndërkohë që rritja e rrjedhjes nga 40 në 200 [l / h] shkakton një rritje më të ngadaltë e LMTD. Ndryshimi maksimal i LMTD për masën e rrjedhës së ndryshueshme të ujit të nxehtë (për rrjedhën e pandryshuar të ajrit 40 [kg / h]) ka rezultuar të jetë e barabartë me $24.72^{\circ}\text{C} - 21.14^{\circ}\text{C} = 3.58^{\circ}\text{C}$. Në mënyrë të ngjashme, në figurën 2 (b). LMTD shfaqet me ndryshimin e rrjedhës së ajrit, i cili rrjedh përmes këmbyesit të nxehtësisë nga 40 në 220 [kg/h], por për rrjedhën e pandryshuar të ujit të nxehtë 100 [l / h].

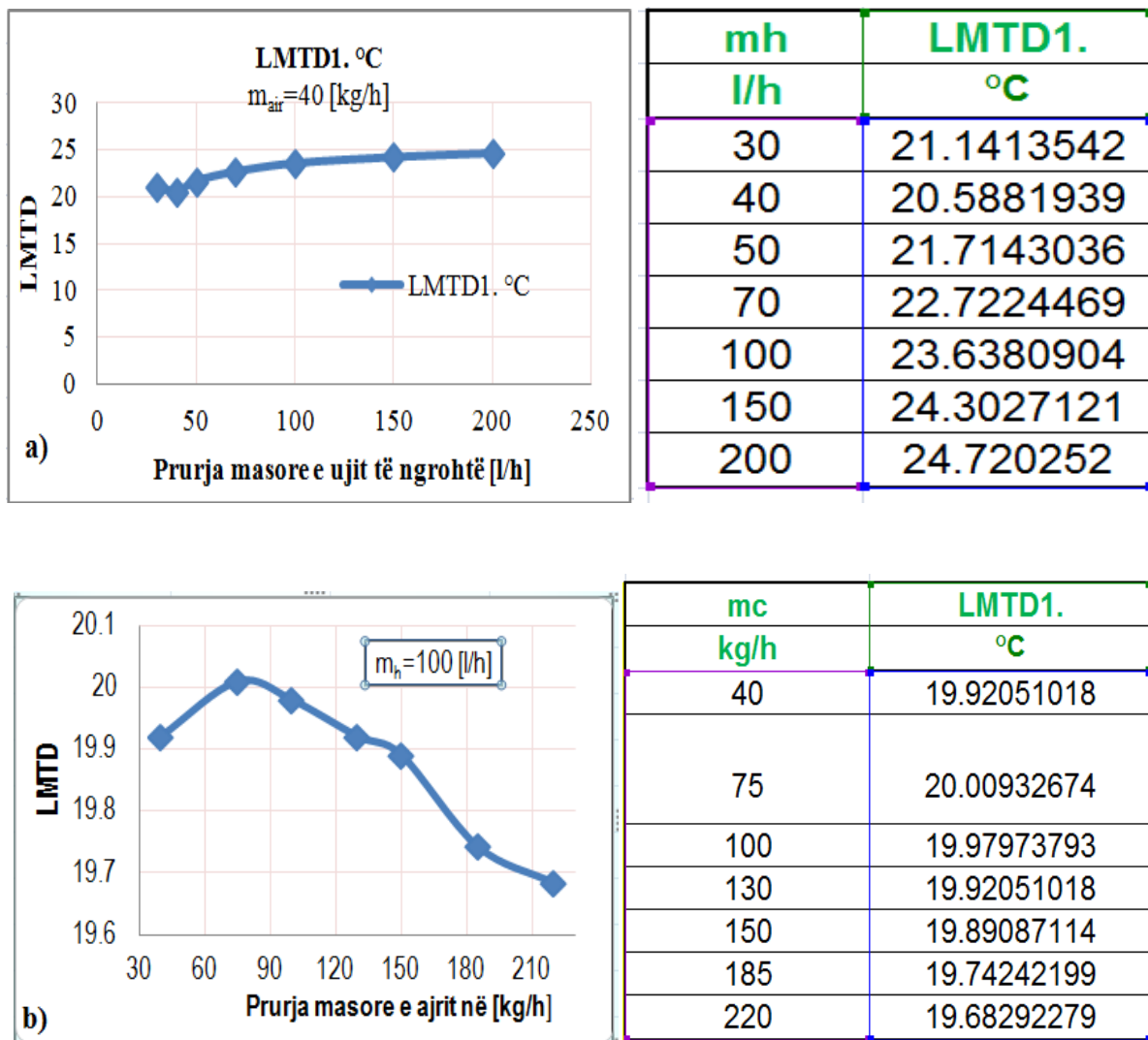


Figura 2. Paraqitja grafike e diferencës mesatare të temperaturës logaritmike (metoda LMTD), duke ndryshuar rrjedhën masive të fluideve të punës në një këmbyes të nxehtësisë.

Nga fig. 3b. Shihen luhatjet e LMTD si rezultat i masës së rrjedhës së ndryshimit të ajrit. Ky ndryshim ka shkakuar diferencën maksimale të LMTD nga $19.9^{\circ}\text{C} - 19.6^{\circ}\text{C} = 0.4^{\circ}\text{C}$. ku

$\epsilon = 0.8$. Nga krahasimet në mes figurës 2 (a) dhe figurës 2 (b), kemi ardhur në përfundim se efekti i ndryshimit të rrjedhës së ujit (3.58°C) është më i theksuar se ndryshimi i rrjedhës së ajrit (0.4°C) tek LMTD . Nga figura 3 (a), shihet se për rrjedhën e pandryshuar të ujit të nxehtë 100 [l / h] kur ajri rrjedh përmes këmbyesit të nxehtësisë me sipërfaqje fletë është rritur nga ventilatori, në këtë rast, efikasiteti i përgjithshëm i këmbyesit të nxehtësisë është zvogëluar. Kjo është për shkak të kontaktit të shkurtër midis fluideve të punës dhe pamundësisë që rrjedha e ajrit të rrjedhë për të thithur atë nxehtësi. E njëjta gjë ndodh gjatë makinës së një makine kur shpejtësia është shumë e madhe në atë rast, shkakton që motori të ngrohtë, duke parandaluar kështu ftohjen. Prandaj, për aplikime të tilla të këmbyesve të nxehtësisë duhet të përdoren me ndryshime në fazën e fluideve të punës. E kundërta ndodh në figurën 3 (b), kur rrjedha e ajrit e gjeneruar nga ventilatori mbetet e pandryshuar, ndërkohë që ndryshon rrjedhën e ujit të nxehtë përmes pompës së qarkullimit me tre shpejtësi. Për shkak të ajrit rrjedh ngadalë, atëherë ai merr më shumë nxehtësi dhe rrjedhimisht rrit efikasitetin e këmbyesit të nxehtësisë.

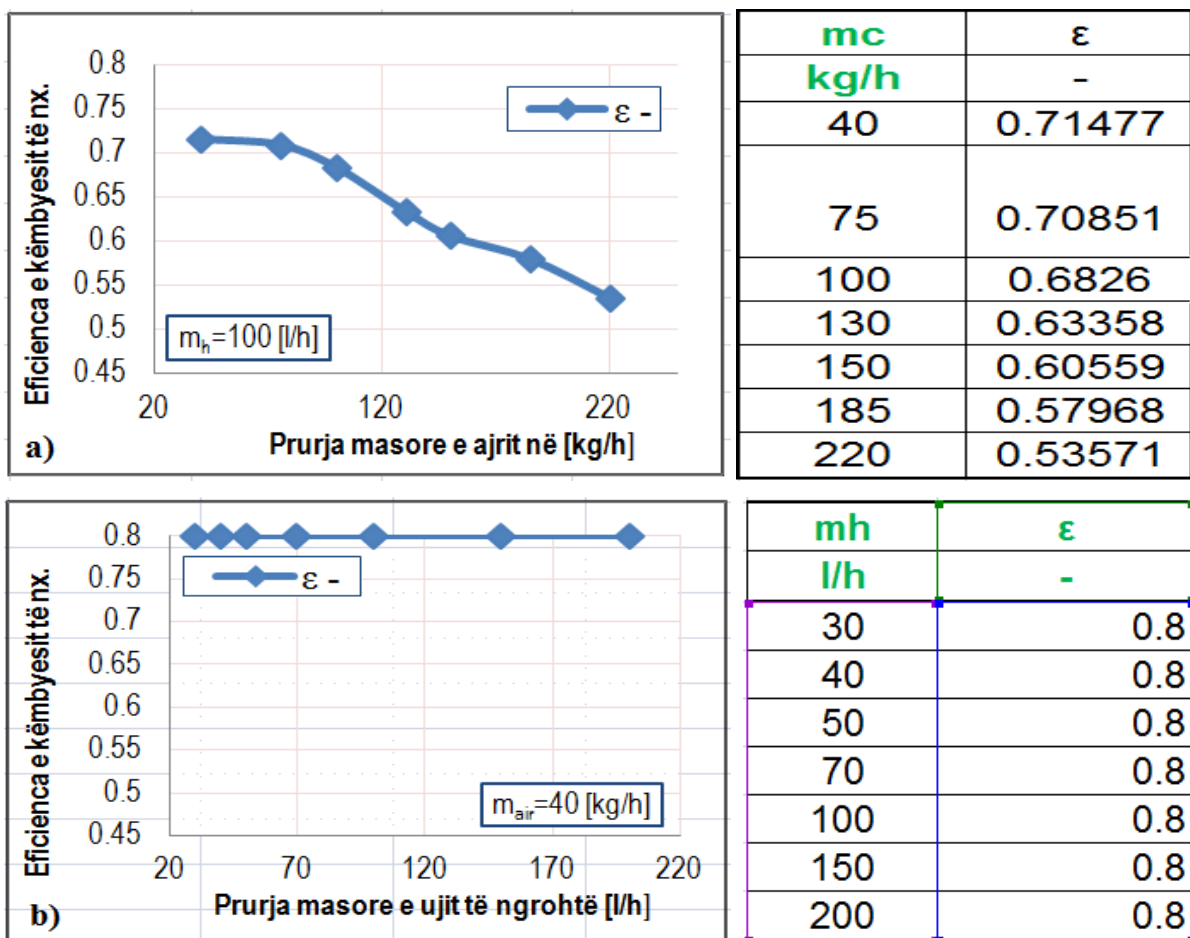
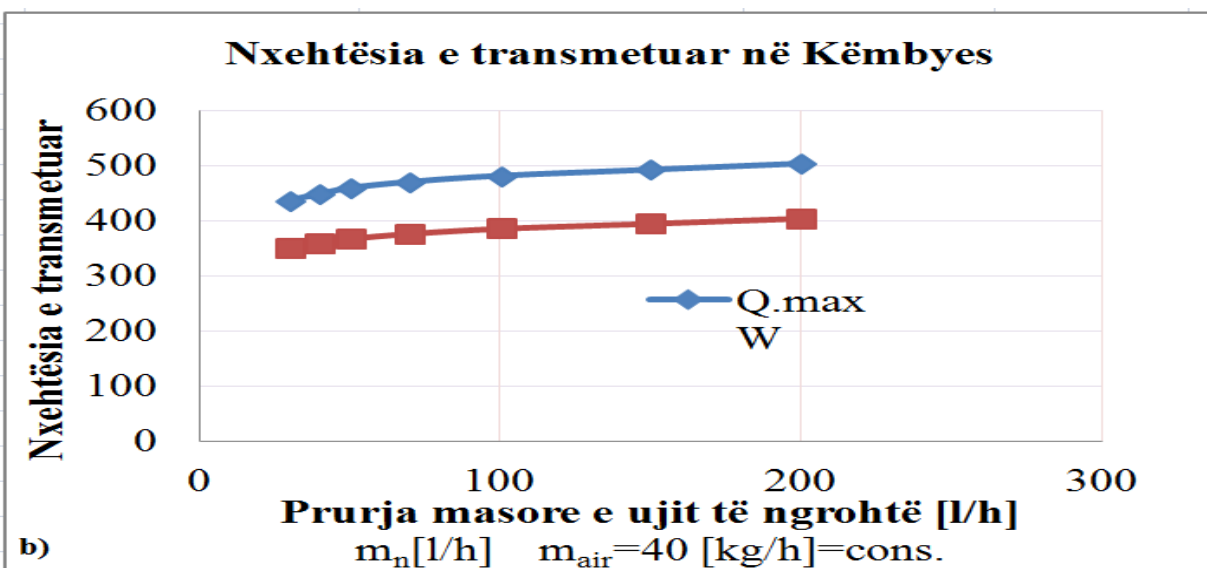
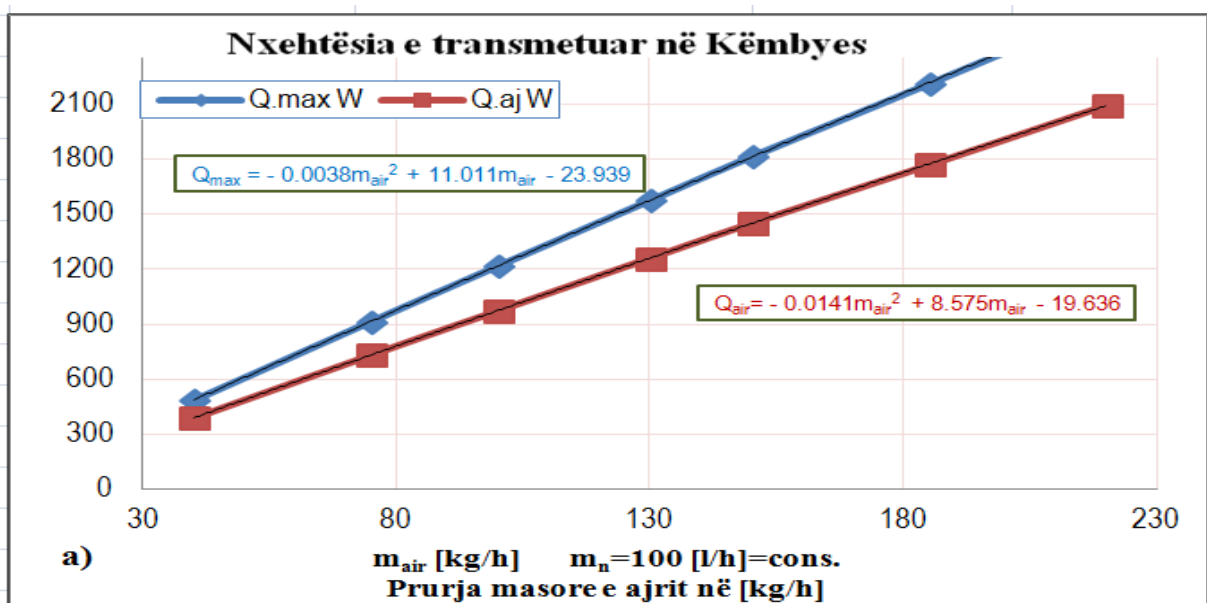


Figura 3. Paraqitja grafike e efikasitetit të këmbyesit të nxehtësisë (pllaka-fletë e këmbyesit të nxehtësisë) i përcaktuar eksperimentalisht duke ndryshuar masën e rrjedhës së fluideve të punës

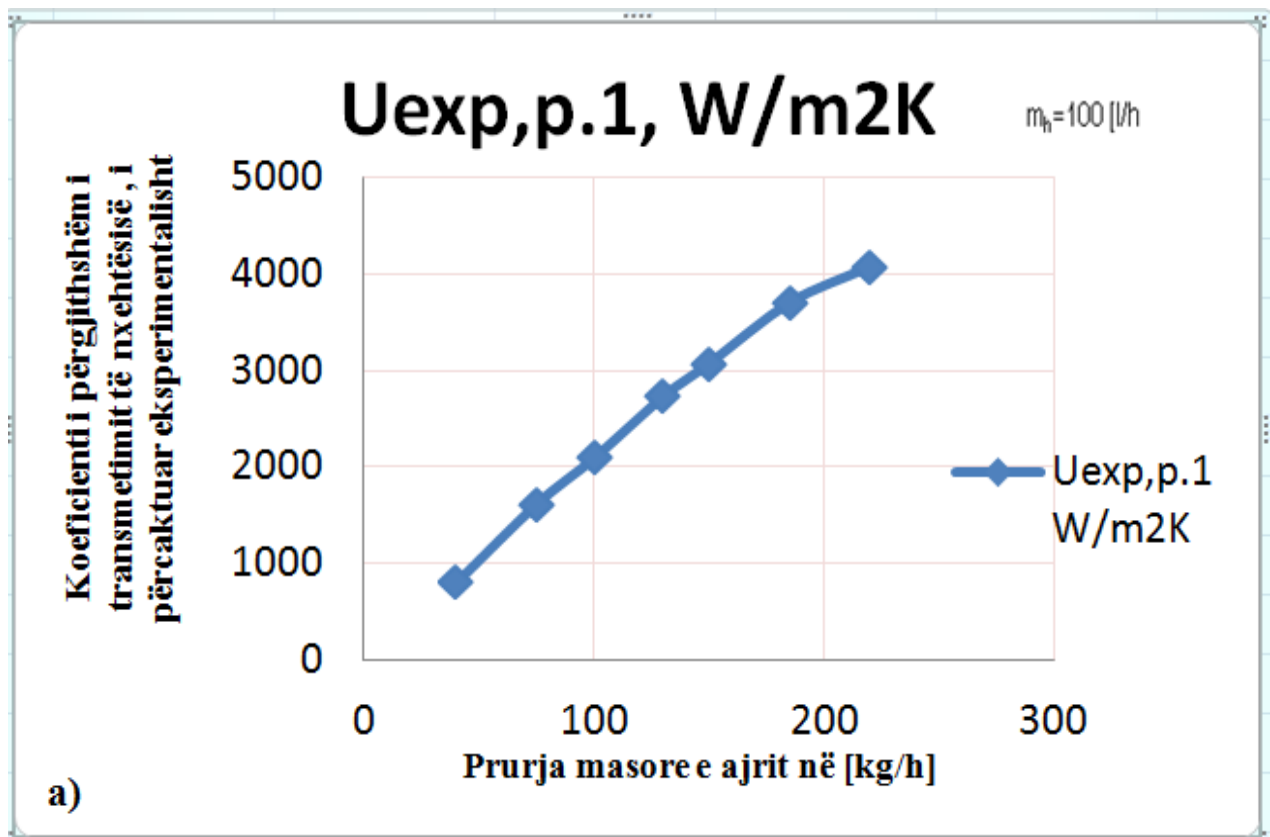
Figura 4.(a) tregon nxehtësinë aktuale dhe maksimale të transmetuar, të matur eksperimentalisht në kushte laboratorike, me rrjedhje të ndryshueshme të ajrit dhe rrjedhje të vazhdueshme të ujit. Në figurën 4. (a) me vijën e kuqe paraqitet Q_{ajr} nxehtësia që ajri merr duke ndryshuar masën e fluksit të ajrit nga 387 [W] deri në 2094.7 [W], ndërsa me vijën blu paraqitet Q_{max} nxehtësia maksimale që ajri mund të thithë nga 484.96 [w] deri në 2618 [w]. Në mënyrë të ngjashme, një tjetër diagramë Figura 4. (b) u ndërtua kur uji i nxehtë u ndryshua ($m_{air} = \text{const}$), por në këtë rast, nxehtësia e thithur nga rrjedha e ajrit ishte shumë e ulët dhe arriti vlerat nga 349 [W] në 403 [W].



mc kg/h	Q.max W	Q.aj W
40	484.96	387.968
75	915.6	732.48
100	1218	974.4
130	1576.12	1260.896
150	1814.4	1451.52
185	2211.86	1769.488
220	2618	2094.4

Figura 4. Nxehtësia reale dhe maksimale e transferuar në një këmbyses nxehtësie, duke ndryshuar masën e rrjedhës së fluideve të punës

Nga grafiku 5.(a) mund të shihet se rritja e rrjedhës së ajrit nga ana e ajrit me sipërfaqet e fletave ka një efekt shumë më të rëndësishëm në koeficientin e përgjithshëm të transferimit të nxehtësisë sesa ndryshimi në rrjedhën e ujit të nxehtë, i cili pas 50 [l / h] ka pothuajse vlera konstante (Figura 5. (b)).



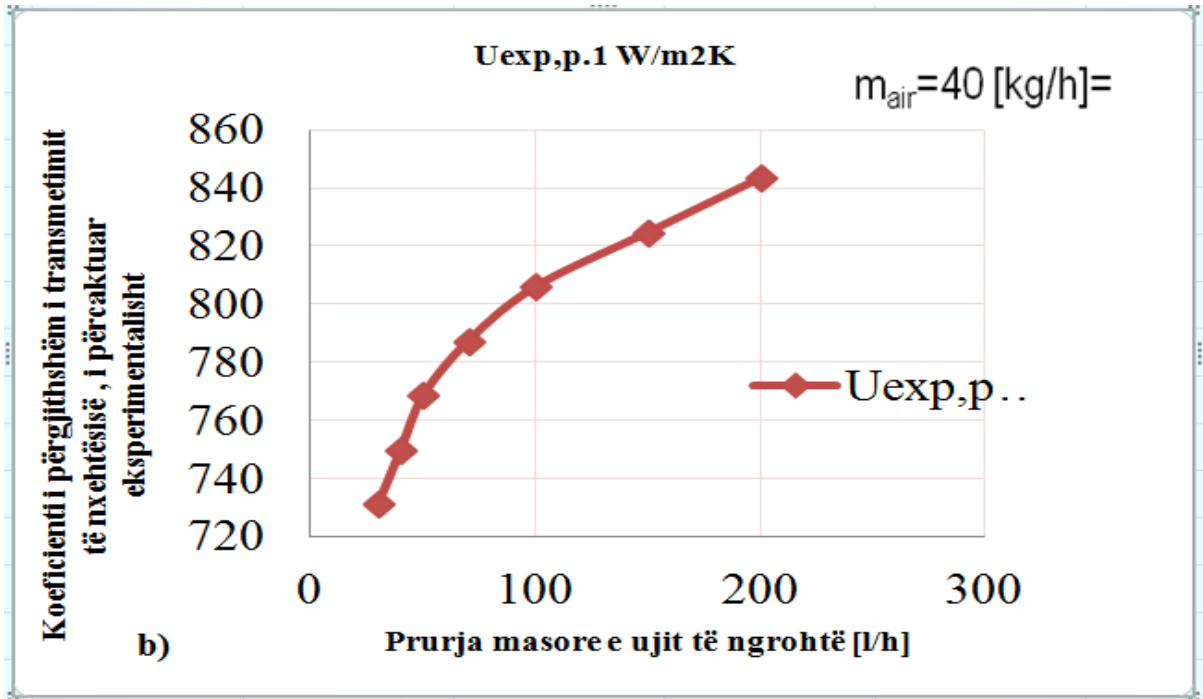


Figura 5. Koeficienti i përgjithshëm i transferimit të nxehtësisë përcaktohet eksperimentalisht në varësi të rrjedhës së masës së fluideve të punës

Figura 6. Tregon rënien e presionit nga sipërfaqet e fletës duke aplikuar ekuacioni . Vlera më e lartë eksperimentale e rënies së presionit ka rezultuar në 2,5 [bar] dhe për këto vlera të larta të fluksit të ajrit është prodhuar zhurma e padëshirueshme.

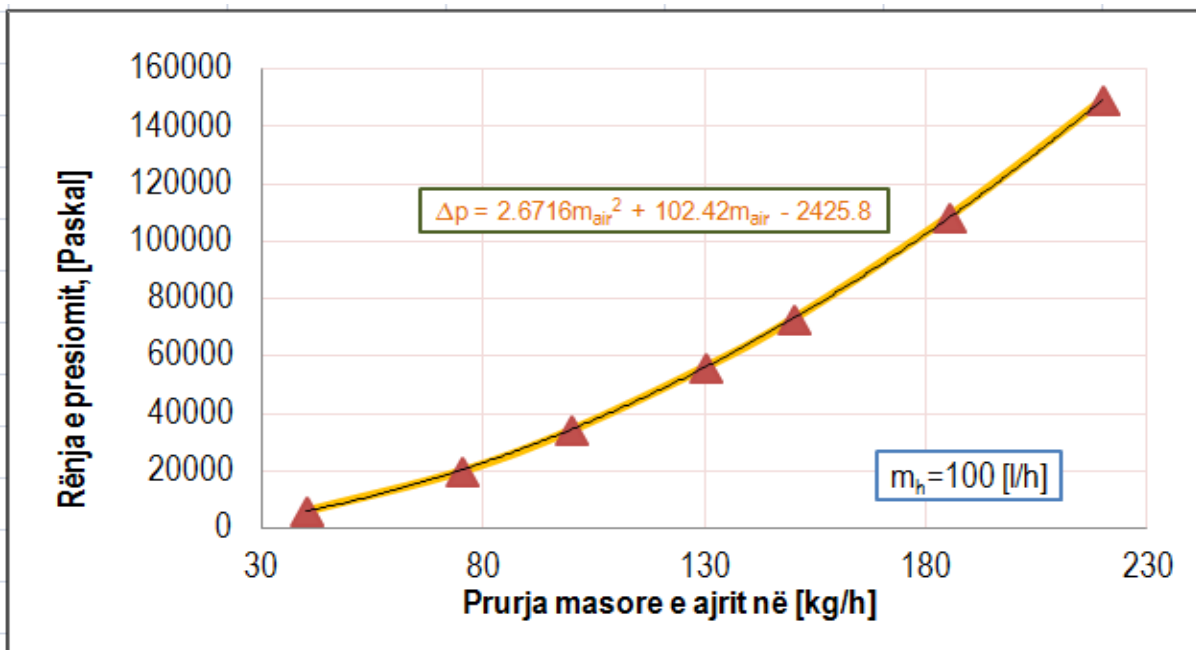


Figura 6. Rënja e presionit nga ana ajrore e këmbyesit të nxehtësisë duke ndryshuar rrjedhën masive të ajrit

Me ndryshimin e rrjedhës mas të ajrit me ventilator, shpejtësia e ajrit me sipërfaqe në anën e fletës është ndryshuar linearisht (shih Figura 7). Bazuar në dimensionet gjeometrike të këmbyesit të nxehtësisë dhe vetitë e fluideve të punës, është bërë e mundur përcaktimi i shpejtësisë së ajrit nga 0.35 [m / s] në 1.75 [m / s].

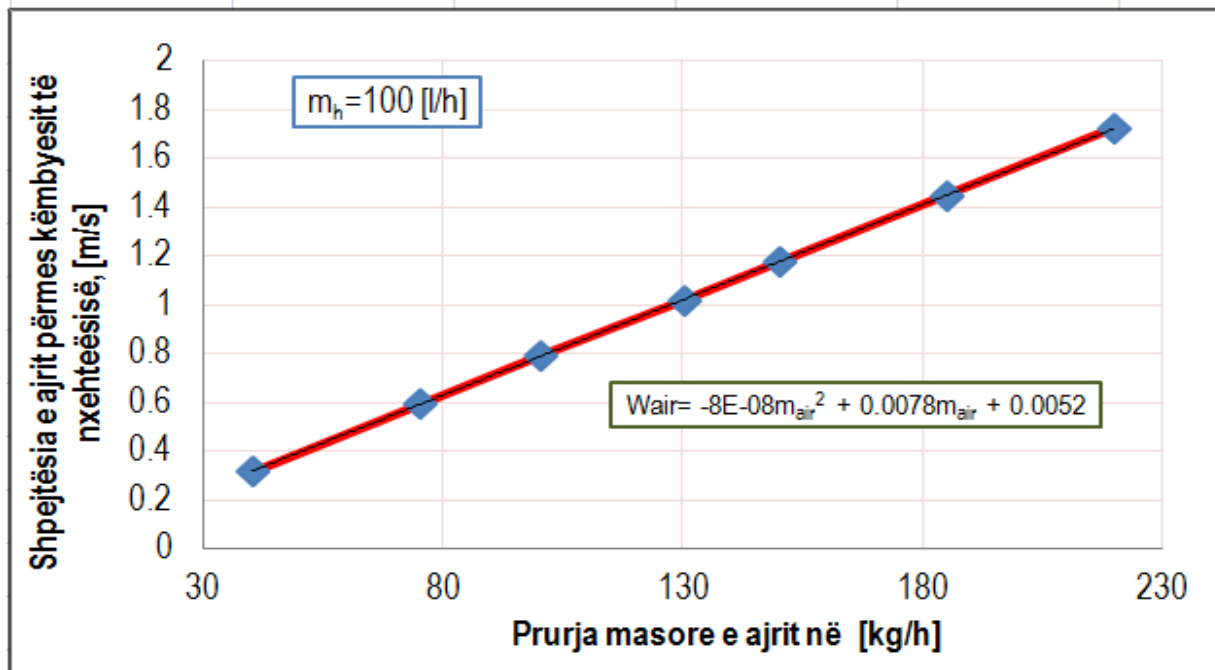


Figura 7. Shpejtësia e ajrit nga ana e ajrit e një shkëmbyesi të nxehtësisë duke ndryshuar rrjedhën masive të ajrit

Me rritjen e shpejtësisë së ajrit rritet koeficienti i konvektionit të nxehtësisë nga ana e ajrit. Figura 8 paraqet numrin Reynolds nga sipërfaqet e fletës duke ndryshuar rrjedhën e ajrit. Siç mund të shihet nga Figura 8, ndryshimi i rrjedhës së ajrit në vlerën e numrit Reynolds është linear. Sa më shumë që numri i Reynolds të jetë vlera e nxehtësisë e këmbyer midis fluideve të punës do të jetë më e madhe.

Ngrohësi nuk punon:

Tc,i	Tc,o	Th,i	Th,o	mc	mh	LMTD1.	Uexp.p.1	Uexp.k.1	Q.max	Q.aj	ε
°C	°C	°C	°C	kg/h	l/h	°C	W/m2K	W/m2K	W	W	-
20	50	63.3	57	40	100	19.92051018	811.5874118	655.1787029	484.96	387.968	0.8
20	49	63.6	56	75	100	20.00932674	1623.796529	1234.328237	915.6	732.48	0.8
20	48	63.5	55	100	100	19.97973793	2099.6018	1600.946372	1218	974.4	0.8
20	47	63.3	54	130	100	19.92051018	2731.861199	2034.572842	1576.12	1260.896	0.8
20	46	63.2	53	150	100	19.89087114	3073.105668	2305.719042	1814.4	1451.52	0.8
20	45	62.7	52	185	100	19.74242199	3699.125959	2810.665193	2211.86	1769.488	0.8
20	44	62.5	51	220	100	19.68292279	4070.819509	3233.940315	2618	2094.4	0.8

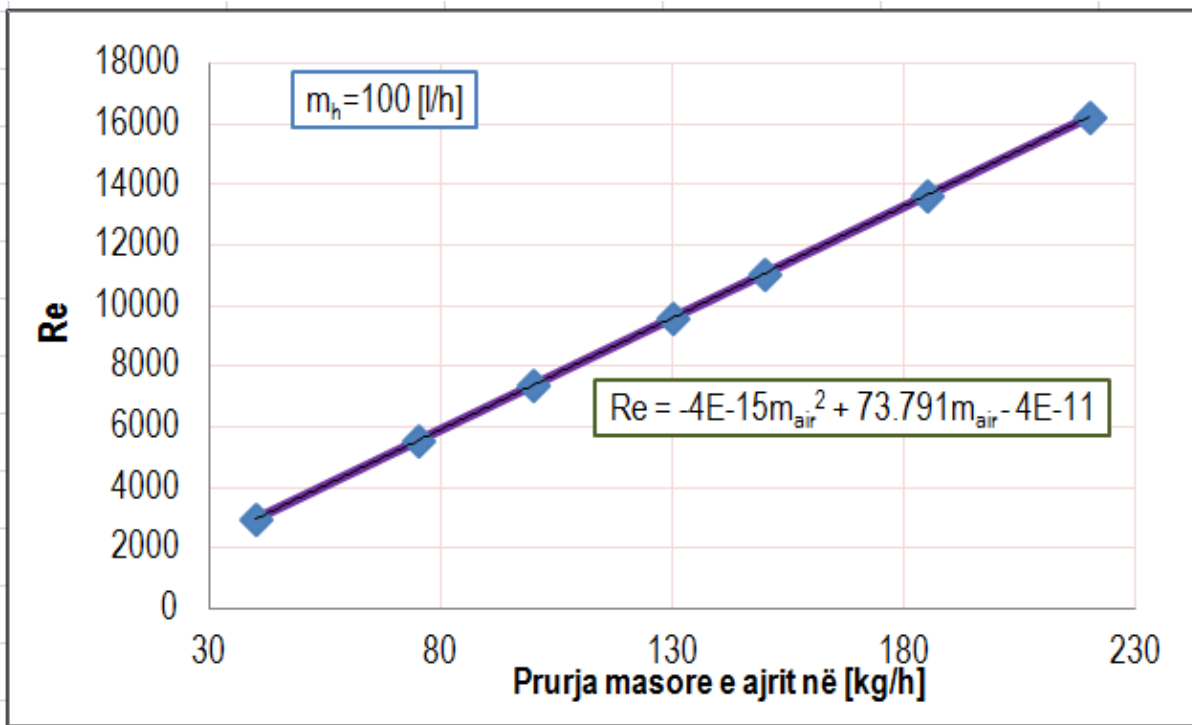


Figura 8. Numri i Reynolds nga ana e ajrit të një këmbyesi të nxehtësisë duke ndryshuar rrjedhën masive të ajrit

Kur ngrohësi punon:

$T_{c,i}$	$T_{c,o}$	$T_{h,i}$	$T_{h,o}$	m_c	m_h	LMTD1.	$U_{exp,p.1}$	Q_{max}	Q_{aj}	ϵ
°C	°C	°C	°C	kg/h	l/h	°C	W/m ² K	W	W	-
21	40	60	49.8	11	30	21.14135423	730.9909714	436.8	349.44	0.8
21	41	61	49.78	11	40	20.58819393	749.7343296	448	358.4	0.8
21	42	62	51.7	11	50	21.7143036	768.4776879	459.2	367.36	0.8
21	43	63	53.5	11	70	22.72244689	787.2210461	470.4	376.32	0.8
21	44	64	55.2	11	100	23.63809036	805.9644044	481.6	385.28	0.8
21	45	65	56.6	11	150	24.30271214	824.7077626	492.8	394.24	0.8
21	46	66	57.7	11	200	24.72025197	843.4511208	504	403.2	0.8

5.9 Konkluzione

Rregullimi i rrjedhës në këmbyesit e nxehtësisë me pllakë-fletë është një faktor që prek transferimin e nxehtësisë dhe me performancën e lartë që njihet si një nga çështjet e domosdoshme në impiantet e ndryshme prandaj, përzgjedhja e rregullimit të rrjedhës duhet të konsiderohet dhe të integrohet në modelin e projektimit të këmbyesve të nxehtësisë pllakë. Një nga parametrat kryesorë në rritjen e performancës së këmbyesit të nxehtësisë pllakës-fletë është të ndryshojë rrjedhën masive të fluideve të punës. Figura 3 tregon efektin e ndryshimit të rrjedhës së fluideve të punës në efikasitetin e përgjithshëm të transferimit të nxehtësisë. Nga kjo shifër, është treguar se për masë të pandryshuar të ujit të nxehtë, por për një rrjedhje të ndryshueshme në masë të ajrit nga ana e një këmbyesi të nxehtësisë me sipërfaqe fletë, efikasiteti i këmbyesit të nxehtësisë është zvogëluar. Kjo ka ndodhur si rezultat i kontaktit të shkurtër midis fluideve të punës dhe pamundësisë që ajri të thithë nxehtësinë nga rrjedha masive e ujit të nxehtë.

Rezultati i rritjes së ajrit është pamundësia e arritjes së ftohjes së dëshiruar (një rast i paraqitur në industrinë e automobilave që ka shkaktuar ngritjen e temperaturës së motorrit). E kundërta ndodh kur $m_{\text{air}} = \text{kundër}$, por ndryshon rrjedhën masive të ujit të nxehtë duke shkaktuar rritjen e efikasitetit të këmbimit të nxehtësisë. Për më tepër, nga (figura 4) konstatohet se nxehtësia aktuale dhe maksimale e transferuar në një këmbim të nxehtësisë për $m_{\text{air}} = \text{const}$ dhe $m_h = \text{ndryshuar}$, ka vlerën shumë më të larta se rasti kur $m_h = \text{cons}$ dhe $m_{\text{air}} = \text{ndryshuar}$. Kjo do të thotë se efekti më i madh i nxehtësisë së transferuar në këmbyesit e nxehtësisë ajër-ujë është ndryshimi i rrjedhës së ajrit nga sipërfaqet e fletës.

Përveç kësaj, efikasiteti i përgjithshëm i koeficientit të transferimit të nxehtësisë të përcaktuar eksperimentalisht ndryshon në mënyrë të konsiderueshme duke ndryshuar rrjedhën e ajrit nga ana e sipërfaqeve të pllakave dhe një ndryshim i vogël vërehet nëse ndryshohet rrjedha masive e ujit të nxehtë (Figura 5).

Rrjedhat dhe performanca e lartë termike janë në avantazhet që e bëjnë këmbyesin e nxehtësisë me pllakë-fletë një nga llojet më të njohura të këmbyesv. Përparësitë e mëdha dhe aplikimet e ndryshme janë faktorët që motivojnë shumë hetues për të studiuar performancën e KNPF(këmbyesi i nxehtësisë pllakë-fletë).

6. Përfundimi

Këmbyesit e nxehtësisë kompakt janë në dispozicion në një shumëllojshmëri të gjerë të konfigurimeve që i përshtaten shumicës së proceseve të kërkesave për transferimin e nxehtësisë.

Në këtë punim fillimisht është treguar se klasifikimi dhe modifikimi i këmbyesve të nxehtësisë nuk është edhe aq i thjeshtë kur është në pyetje efikasiteti i tyre. Pamë që këmbyesit e nxehtësisë mund të klasifikohen dhe analizohen në bazë të procesit të transmetimit, ndërtimit, rregullimit të rryimit, kompaktësisë së sipërfaqeve, numrit të fluideve dhe sipas funksioneve të procesit.

Në vazhdim janë dhënë hollësi rreth ekuacionit diferencial për sasinë e ndryshimit të forcës lëvizëse të temperaturës përgjatë gjatësisë së këmbyesit të nxehtësisë. Duke neglizhuar variacionet e vogla në nxehtësinë specifike ndërmjet rrymimeve hyrëse dhe dalëse, është marrë për bazë bilanci termik i gjendjes stacionare dhe është analizuar për të dy rrymimet e këmbyesit të nxehtësisë. Duke analizuar forcën lëvizëse të temperaturës nëpër këmbyesin e nxehtësisë, rezultatet e rryimit të kundërt rezultojnë forcë më të madhe lëvizëse logaritmike mesatare, derisa çdo gjë tjetër është e njëjtë me rrymimin paralel. Prandaj, mënyra e operimit kundërrymor kërkon zonë më të vogël të sipërfaqes së transmetimit të nxehtësisë, dhe për këtë arsye, ajo është pothuajse gjithmonë mënyrë e preferuar. Gjatë analizave shohim që ndryshimet e temperaturave të fluideve punuese janë reciprokisht proporcionale me kapacitetet përkatëse termike të fluideve. Në vazhdim të punimit janë dhënë profile të ndryshme të rrymimeve të këmbyesve të përbashkët të nxehtësisë dhe të cilët theksojnë dallimet në çdo konfigurim. Këto profile mund të shfaqen te këmbyesit e nxehtësisë me tuba të dyfishtë, këmbyesit e nxehtësisë me tuba dhe kuti, këmbyesit kompakt të nxehtësisë, këmbyesit e nxehtësisë pllakorë dhe kornizë, kaldaja, kondensatorë dhe avullues.

Gjatë projektimit të këmbyesve të nxehtësisë pamë që duhet ndërlidhë temperaturat në hyrje dhe në dalje, koeficientin e përgjithshëm të transmetimit të nxehtësisë dhe gjeometrinë e këmbyesve të nxehtësisë me sasinë e transmetimit të nxehtësisë në mes të dy fluideve. Dy problemet më të zakonshme të projektimit të këmbyesve të nxehtësisë rezultuan ato për sasinë dhe madhësinë. Është përdorur edhe Metoda e efektivitetit/numrit të njësisive të transmetimit (NTU) e cila përdoret për të zhvilluar dhe për të thjeshtësuar një numër të problemeve të projektimit të këmbyesit të nxehtësisë. Këtu është specifikuar edhe ekuacioni bazë për rrymimin njëdimensional me konveksion për konfigurime gjatësore, radiale, ose fletëzave kunjorë në formë cilindrike e që është i vlefshëm për të dy sistemet aksiale dhe

radiale që variojnë në zona dhe profile sektoriale tërthore. Po ashtu në punim janë parashtruar dhe analizuar modelet dinamike të cilat përshkruajnë ndryshimin e temperaturave të fluidit të nxehtësisë dhe të atij të ftohtë nëpër gjatësinë e këmbyesit të nxehtësisë. Të rëndësishme kanë qenë edhe mënyrat analitike të zgjidhjes së tyre për të dy format e rrymimit të fluideve, paralele dhe të kundërt e këmbyesit të nxehtësisë kanë një shumëllojshmëri të gjerë të aplikimeve dhe përdoren shpesh në industri, kontrolli i sistemit është thelbësor. Një model dinamik është krijuar për të lejuar optimizimin dhe kontrollin e këmbyesit të nxehtësisë. Duke përdorur këtë model, parashikimet janë bërë në lidhje me atë se si ndryshimi i variablave të pavarura të sistemit do të ndryshojnë rezultatet. Pastaj janë përdorur metodat për zgjidhjen e ekuacionet diferenciale të zakonshme në Excel, të tilla si e Euler-it ose Heun-it. Përfundimisht mund të themi se në këtë punim janë nxjerrë në pah një bazë e mirë njohurish fundamentale teorike e shkencore që ndërlidhen për modelimin dhe projektimin e këmbyesve të nxehtësisë edhe me parametra të tjerë termo - fizikë të rrymimeve të fluideve në këmbyesit e nxehtësisë. Aspekti teorik si dhe analiza matematikore e kësaj teme janë bazuar në literaturën që ka të bëjë me këmbyesit e nxehtësisë duke përdorur metodat më të fundit të modelimit, projektimit dhe të optimizimit të proceseve të këmbyesit të nxehtësisë.

Në vazhdim është bërë edhe kalkulimi i performancës energjetike të këmbyesit, përcaktimin e performancës së këmbyesve të nxehtësisë me pllaka-fletë për rrjedhat e ndryshme të fluideve të punës për të marrë vlerat më të larta të performancës dmth koeficienti i përgjithshëm i transferimit të nxehtësisë U , efikasiteti i këmbyesit të nxehtësisë ϵ , nxehtësia maksimale dhe reale e transferuar, rënia e presionit, shpejtësia e ajrit dhe numri Reynolds nga ana e ajrit të këmbyesit të nxehtësisë etj.

Është bërë diskutimi i rezultateve dhe simulimi i performancës energjetike të këmbyesit për më tepër, materiali do të paraqesë studime analitike dhe eksperimentale të përfshira për përcaktimin e performancës së këmbyesve të nxehtësisë me pllaka - fletë. Qëllimi i këtij punimi është të përcaktojë funksionimin optimal të këmbyesit të nxehtësisë të pllakave për rrjedhën e ndryshme të fluideve të punës në mënyrë që të arrijnë vlerat më të larta të performancës. Analiza e ngritur në këtë hetim përbëhet nga një këmbyes i nxehtësisë me rrjedhë paralel. Këmbyesi i nxehtësisë është i tipit ajër - ujë T157D që krijon mundësinë e studimit të funksionimit të një radiator makinë. Kemi bërë përshkrimin e këmbyesit, pajisjet dhe funksionimin e tij. Gjithashtu në Laborator kam pasur mundësi të njoftohem me funksionin e pajisjes analizën, performancën e tij, si dhe diskutimin e rezultateve të nxjerra nga kjo analizë.

7. LITERATURA E KONSULTUAR

- [1] J.E. Hessegreaves: “Compact Heat Exchangers”, Pergamon, 2001.
- [2] T. Kuppan: “Heat Exchanger Design Handbook”, New York, 2000.
- [3] S. Kakaç, H. Liu: Heat Exchanger, Miami, 2002
- [4] T. Misiti, C. Ehrenberger, D. Deonarain, G. Mang: “Dynamic Modeling of Heat Exchangers”, 2006.
- [5] Joel David Lindstrom: “Design and evaluation of compact heat exchangers for hybrid fuel cell and gas turbine systems”, Montana, 2005
- [6] Arturo J. Pacheco-Vega, B.S., M.S.: “Simulation of compact heat exchangers using global regression and soft computing”, Indiana, 2002
- [7] J. Holmes, etc: “Design and Demonstration of a Heat Exchanger for a Compact Natural Gas Compressor”, WORCESTER POLYTECHNIC INSTITUTE, 2012
- [8] ASHRAE Handbook – HVAC Applications, ASHRAE, 1999.
- [9] I. DEMNERI, A. SHTJEFNI, R. KARAPICI: “Termoteknika”, Tiranë 2007
- [10] F. Krasniqi: “Termofikimi dhe Rrjetet Termike”, ASHAK – Botime të veçanta CXIII, Prishtinë 2010.
- [11] <http://www.engr.mun.ca/~yuri/Courses/MechanicalSystems/HeatExchangers.pdf>
- [12] https://en.wikipedia.org/wiki/NTU_method
- [13] https://www.research.manchester.ac.uk/portal/files/54576350/FULL_TEXT.PDF
- [14] <http://www.scirp.org/Journal/PaperInformation.aspx?paperID=77756&>
- [15] <https://www.scirp.org/journal/articles.aspx?searchCode=Drilon+Meha&searchField=authors&page=1> “Experimental Analysis of Performance of Heat Exchanger with Plate Fins and Parallel Flow of Working Fluids”, i publikuar në “World Journal of Engineering and Technology”, me autorë, Drilon Meha, Arben Avdiu, Fejzullah Krasniqi, Ali Muriqi, Xhevat Berisha i cili është realizuar ne laboratorin e Departamenti te Termoenergjetikes.
- [16] Transport Processes in Chemically Reacting Flow Systems: Butterworths Series in Chemical Engineering by Daniel E. Rosner
- [17] Process Heat Transfer: Principles, Applications and Rules of Thumb by Robert W. Serth and Thomas Lestina
- [18] Alfa-Laval Inc, undated. "Plate Heat Exchangers."

- [19] Swisher, R. and G. A. Wright, 1986. "Inhibition of Corrosion by Paraffin at the Air-Water Interface in Geothermal Downhole Heat Exchangers", University of Auckland, Auckland, New Zealand.
- [20] HEAT EXCHANGERS, Kevin D. Rafferty, P.E. Gene Culver Geo-Heat center Klamath Falls, Oregon 9760
- [21] Maity, Dipak Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Plate Fin Heat Exchanger Surfaces – A Numerical Study
- [22] Wieting, A.R. Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Rectangular Offset-Fin Plate-Fin Heat Exchangers *ASME J. Heat Transfer* 97 488-490 (1975)
- [23] Robertson, J.M., Boiling Heat Transfer with Liquid Nitrogen in Brazed – Aluminium Plate-fin Heat Exchangers, American Institute of Chemical Engineers Symposium Series, San Diego, 75, 151-164 (1979)
- [24] Panitsidis, H., Gresham, R.D. and Westwater, J. W. Boiling of Liquids in a Compact Plate-Fin Heat Exchanger, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 18, 37-42, (1975)
- [25] Muzychka, Y. S. and Yovanovich, M. M. Modeling the f and j Characteristics of the Offset Strip Fin Array *J. Enhanced Heat Transfer* 8 243-259 (2001)