

Richard Lenhard, PhD.
Katarína Kaduchová, PhD.
Peter Ďurčanský, PhD.
Jiří Hejčík, Ph.D.

VÝMENNÍKY TEPLA



INTERREG V-A
SLOVENSKÁ REPUBLIKA
ČESKÁ REPUBLIKA



**EURÓPSKA ÚNIA
EURÓPSKY FOND
REGIONÁLNEHO ROZVOJA**
SPOLOČNE BEZ HRANÍC

V rámci projektu: **Výmena odborných poznatkov a skúsenosti z oblastí
energetických systémov**

ITMS2014+: 304011D102

Ing. Richard Lenhard, PhD.

Ing. Katarína Kaduchová, PhD.

Ing. Peter Ďurčanský, PhD.

Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.

VÝMENNÍKY TEPLA

Vydala EQUILIBRIA, s.r.o.

2020



INTERREG V-A
SLOVENSKÁ REPUBLIKA
ČESKÁ REPUBLIKA

Publikácia bola vydaná s podporou:

Programu **Interreg V-A Slovenská republika – Česká republika**

Publikácia je súčasťou projektu:

**Výmena odborných poznatkov
a skúsenosti z oblastí
energetických systémov / VOPES**

ITMS2014+: 304011D102



**EURÓPSKA ÚNIA
EURÓPSKY FOND
REGIONÁLNEHO ROZVOJA**
SPOLOČNE BEZ HRANÍC

Projekt je spolufinancovaný:

**Európskou úniou a Európskym
fondom regionálneho rozvoja
(EFRR)**

Spoločne bez hraníc

Recenzent:

doc. Ing. Andrej Kapjor, PhD.

Vydala EQUILIBRIA, s.r.o.

© R. Lenhard, K. Kaduchová, P. Ďurčanský, J. Hejčík, 2020

ISBN 978-80-8143-261-3

OBSAH

OBSAH.....	1
ZOZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ, SYMBOLOV A SKRATIEK.....	3
ÚVOD.....	15
1. POŽIADAVKY NA VÝMENNÍKY TEPLA	17
1.1 KONŠTRUKČNÉ MATERIÁLY VÝMENNÍKOV TEPLA	17
1.2 INTENZIFIKÁCIA ZDIEĽANIA TEPLA VO VÝMENNÍKOV TEPLA	19
1.3 POŽIADAVKY NA TEPLONOSNÉ/PRACOVNÉ MÉDIA	20
2. TERMODYNAMICKÉ VLASTNOSTI	23
2.1 TERMODYNAMICKÉ VLASTNOSTI ZMESÍ	29
3. ZÁKLADNÉ SPÔSOBY PRENOSU TEPLA	31
3.1 PRENOS ENERGIE VEDENÍM – KONDUKCIU	32
3.2 PRENOS ENERGIE PRÚDENÍM – KONVEKCIU	33
3.3 PRENOS ENERGIE PRI VARE KVAPALINY VO VEĽKOM OBJEME.....	39
3.4 PRENOS ENERGIE PRI KONDENZÁCII	43
3.5 PRENOS ENERGIE ŽIARENÍM (SÁLANÍM)	45
4. PRECHOD TEPLA CEZ JEDNODUCHÚ A ZLOŽENÚ STENU VO VÝMENNÍKOV TEPLA	51
4.1 ROVINNÁ STENA	51
4.2 VALCOVÁ STENA	55
5. METÓDY VÝPOČTU VÝMENNÍKA TEPLA	
ROVNICE TEPELNEJ BILANCIE A VÝMENY TEPLA.....	61
6. STREDNÝ LOGARITMICKÝ TEPLOTNÝ ROZDIEL	67
6.1 STREDNÝ LOGARITMICKÝ TEPLOTNÝ ROZDIEL PRI SÚPRUDNOM A PROTIPRÚDNOM USPORIADANÍ.....	67
6.2 STREDNÝ LOGARITMICKÝ TEPLOTNÝ ROZDIEL PRI KRÍŽOVOM PRÚDE.....	68
6.3 STREDNÝ LOGARITMICKÝ TEPLOTNÝ ROZDIEL PRI KOMBINOVANOM PRÚDE	68
7. VÝPOČET VÝMENNÍKOV TEPLA	71
7.1 METÓDA E-NTU.....	71
7.2 PRIETOKOVÉ KRITÉRIUM W.....	72
7.3 PRENOSOVÉ KRITÉRIUM NTU.....	72
7.4 VÝPOČET VÝMENNÍKA TEPLA METÓDOU P-NTU.....	76
7.5 MATEMATICKÝ MODEL PRESTUPU TEPLA PASÍVNYM STROPNÝM CHLADIACIM KONVEKTOROM	78
8. TLAKOVÉ STRATY VO VÝMENNÍKU TEPLA.....	85
8.1 STANOVENIE SÚČINITEĽA TREŇA A SÚČINITEĽA MIESTNYCH STRÁT	85

8.2	TLAKOVÉ STRATY V PLÁŠŤOVOM VÝMENNÍKU TEPLA	89
8.3	TLAKOVÉ STRATY V DOSKOVOM VÝMENNÍKU TEPLA	96
9.	KONTROLNÝ VÝPOČET VÝMENNÍKOV TEPLA.....	99
10.	PREVÁDZKA VÝMENNÍKOV TEPLA	101
10.1	ZANÁŠANIE.....	101
10.2	KORÓZIA	101
10.3	ABRÁZIA.....	102
10.4	ČISTENIE VÝMENNÍKOV TEPLA.....	102
11.	ROZDELENIE VÝMENNÍKOV TEPLA.....	105
12.	REKUPERAČNÉ VÝMENNÍKY TEPLA.....	111
13.	RÚRKOVÉ VÝMENNÍKY TEPLA.....	115
13.1	DVOJRÚRKOVÉ VÝMENNÍKY TEPLA TYPU RÚRKA V RÚRKE.....	115
13.2	VÝMENNÍKY TEPLA RÚRKOVÉ ZVÄZKOVÉ	118
13.3	VÝMENNÍKY TEPLA S RÚRKOVÝMI ZVÄZKAMI V PLÁŠTOCH.....	118
13.4	ZANÁŠANIE RÚRKOVÝCH VÝMENNÍKOV TEPLA.....	126
13.5	RÚRKOVÉ VÝMENNÍKY TEPLA S REBROVANÝMI RÚRKAMI.....	127
13.6	KLASIFIKÁCIA RÚRKOVÝCH VÝMENNÍKOV TEPLA – TEMA	128
14.	DOSKOVÉ VÝMENNÍKY TEPLA	131
14.1	ŠPIRÁLOVÉ VÝMENNÍKY TEPLA.....	134
14.2	RÚRKOVÉ VÝMENNÍKY TEPLA SO SKRUTKOVITO VINUTÝMI RÚRKAMI	135
14.3	KOMPAKTNÉ TEPELNÉ VÝMENNÍKY.....	136
14.4	VÝMENNÍKY TEPLA SO STIERANÝM POVRCHOM	138
15.	REGENERAČNÉ VÝMENNÍKY TEPLA.....	139
15.1	STATICKE REGENERAČNÉ VÝMENNÍKY TEPLA.....	139
15.2	ROTAČNÉ REGENERAČNÉ VÝMENNÍKY TEPLA	140
16.	ZMIEŠAVACIE VÝMENNÍKY TEPLA	147
16.1	ZMIEŠAVACIE VÝMENNÍKY TEPLA BEZ TEPLOVÝMENNÝCH PLÔCH.....	147
17.	NOVODOBÉ KONŠTRUKČNÉ TECHNOLOGIE VO VÝMENNÍKOCH TEPLA	151
17.1	KERAMICKÉ VÝMENNÍKY TEPLA	151
17.2	TECHNOLÓGIA FUSIONLINE.....	152
17.3	VÝMENNÍKY TEPLA Z POLYPROPYLENOVÝCH VLÁKIEN	153
17.4	TEPELNÉ TRUBICE	154
LITERATÚRA		157

ZOZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ, SYMBOLOV A SKRATIEK

A	(m ²)	plocha
A	(m ²)	prierezová plocha
Ag	(-)	striebro
Al	(-)	hliník
A _p	(m ²)	plocha pozdĺžneho profilu rebra
Ar	(-)	Archimedovo číslo
A _r	(m ²)	referenčná plocha
Au	(-)	zlato
a	(-)	exponent
a	(m ² .s ⁻¹)	súčiniteľ teplotnej vodivosti
B	(m)	kritický priemer parnej bubliny
B	(m)	šírka pasívneho stropného konvektora
B	(m)	šírka rebra
b	(m.K)	Wienova konštanta
C	(W.m ⁻² .K ⁻⁴)	koeficient žiarenia sivého telesa
C	(-)	konštanta
C	(W.K ⁻¹)	tepelná kapacita
C _{max}	(W.K ⁻¹)	maximálna tepelná kapacita
C _{min}	(W.K ⁻¹)	minimálna tepelná kapacita pre ohrev
Co	(-)	kobalt
C ₀	(W.m ⁻² .K ⁻⁴)	koeficient žiarenia dokonale čierneho telesa
Cr	(-)	chróm
Cu	(-)	meď
C ₁ , C ₂ , C ₃ , C ₄	(-)	integračné konštanty
c	(-)	koeficient, faktor
c	(J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	merná (špecifická) tepelná kapacita

c_p	$(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	merná (špecifická) tepelná kapacita pri konštantnom tlaku
c_{pG}, c_{pS}	$(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	merná (špecifická) tepelná kapacita plynu, resp. materiálu výplne
c_1	$(\text{W} \cdot \text{m}^2)$	prvá konštanta vyžarovacieho zákona
c_2	$(\text{m} \cdot \text{K})$	druhá konštanta vyžarovacieho zákona
D	(m)	priemer
D	(m)	priemer plášťa výmenníka
D	(m)	vnútorný priemer plášťa
D_s	(m)	priemer rúrkového zväzku
d	(mm)	priemer
d	(m)	priemer rúrky v rúrkovom zväzku
d	(m)	vonkajší priemer rúrky
d_e, d_{ekv}	$(-)$	ekvivalentný priemer
d_h	(m)	hydraulický priemer
d_1	(mm)	vnútorný priemer rúrky
d_2	(mm)	vonkajší priemer rúrky
E	(J)	energia
Eu	$(-)$	Eulerovo číslo
f	(m^2)	prietokový prierez
G	$(\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1})$	hmotnostná rýchlosť
G	(N)	tiaž
Ga	$(-)$	Galileovo číslo
Gr	$(-)$	Grashofovo číslo
Gr_t	$(-)$	Grashofovo číslo (pri teplote tekutiny)
g	$(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	gravitačné zrýchlenie
H	$(-)$	vodík
H	(m)	výška
He	$(-)$	hélium
Hg	$(-)$	ortuť

H_s	(m)	stúpanie skrutkovice
H_2SO_4	(-)	kyselina sírová
h	(m)	výška
h	(m)	vzdialenosť
h'	(m)	ekvivalentná výška rebra
h_r	(m)	výška rebier
I, K	(-)	modifikované Besselove funkcie
i	(kJ.kg ⁻¹)	entalpia
i''	(kJ.kg ⁻¹)	entalpia sýtej pary
i_k	(kJ.kg ⁻¹)	entalpia kondenzátu
i_{nv}	(kJ.kg ⁻¹)	entalpia napájacej vody
Δi	(kJ.kg ⁻¹)	rozdiel entalpie média vo výmenníku
J	(PaNTU ⁻¹)	Jensenovo číslo
Ja	(-)	Jacobovo číslo
K	(-)	kondenzačné číslo
K, K_P	(-)	opravný súčiniteľ
K_T	(-)	opravný koeficient
k	(mm)	absolútna drsnosť steny potrubia
k	(J.K ⁻¹)	Boltzmannova konštanta
k	(W.m ⁻² .K ⁻¹)	súčiniteľ prechodu tepla
k_{ekv}	(m)	drsnosť potrubia
k_l	(W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	lineárny súčiniteľ prechodu tepla
L	(m)	dĺžka
L	(m)	dĺžka potrubia
L, l	(m)	charakteristický rozmer (dĺžka)
L	(m)	vzdialenosť
L_c	(m)	hrúbka rebra
L_{ekv}	(m)	ekvivalentná dĺžka
L_k	(m)	dĺžka pasívneho stropného konvektora

l_n	(m)	dĺžka rúriek v priestore bez prepážok
l_t	(m)	dĺžka rúrky
l_{to}	(m)	dĺžka časti rúrkového zväzku v prepážkovej časti
l_v	(J.kg ⁻¹)	výparné teplo
M	(kg.s ⁻¹)	hmotnostný prietok
M_e	(W.m ⁻²)	vyžarovanie (intenzita vyžarovania)
M_{e0}	(W.m ⁻²)	intenzita vyžarovania dokonale čierneho telesa
$M_{e\lambda}$	(W.m ⁻³)	spektrálna hustota vyžarovania
$M_{e\lambda,0}$	(W.m ⁻³)	spektrálna hustota vyžarovania dokonale čierneho telesa
Mo	(-)	molybdén
M_1, M_2	(kg.s ⁻¹)	hmotnostný tok
m	(kg)	hmotnosť
m	(-)	index
m	(-)	parameter
m	(m ⁻¹)	parameter rebra
m_s	(kg.m ⁻¹)	hmotnosť výplne vzťahnutá na meter dĺžky absorbéra
$\dot{m}$	(kg.s ⁻¹)	hmotnostný prietok
$\dot{m}_G$	(kg.s ⁻¹)	hmotnostný prietok plynu
$\dot{m}_1, \dot{m}_2$	(kg.s ⁻¹)	hmotnostný prietok
Ni	(-)	nikel
N_k	(-)	počet prechodov tekutiny
Nu	(-)	Nusseltovo číslo
Nu_t	(-)	Nusseltovo číslo (pri teplote tekutiny)
n	(-)	exponent
n	(-)	počet
n_p	(-)	počet prepážok
n_{pt}	(-)	počet tesniacich líšt
n_r	(-)	počet rebier

n'_r	(-)	počet radov rúriek na strednú prúdnicu jedného stúpania skrutkovice
n_{rp}	(-)	počet rúriek medzi rozrezaním prepážky
n_{rur}	(-)	počet rúriek
n_v	(-)	počet rad rúriek vo výreze nad prepážkou
O	(m)	omočený obvod
P	(-)	parameter
Pb	(-)	olovo
Pe	(-)	Pecletovo číslo
Pr	(-)	Prandtlovo číslo
Pr_{kr}	(-)	kritické Prandtlovo číslo
Pr_{st}	(-)	Prandtlovo číslo (pri teplote steny)
Pr_t	(-)	Prandtlovo číslo (pri teplote tekutiny)
Pt	(-)	platina
p	(Pa)	tlak
p_i	(Pa)	tlak na vstupe do výmenníka tepla
Δp	(Pa)	rozdiel tlakov
Δp	(Pa)	tlaková strata
Δp_h	(Pa)	strata hrdla
Δp_m	(Pa)	tlaková strata miestnymi odpormi
Δp_{tr}	(Pa)	tlakové straty trením
Δp_{trkv}	(Pa)	tlakové straty trením v kotlovom výmenníku tepla
Δp_{tro}	(Pa)	tlakové straty trením pri pozdĺžnom a priečnom obtekaní rúriek v priestore nad/pod prepážkami (vrátane otočenia prúdu o 180°)
Δp_{trp}	(Pa)	tlakové straty trením pri priečnom obtekaní rúriek v prepážkovom priestore zväzku
Δp_{tm}	(Pa)	tlakové straty trením pri priečnom obtekaní v priestore bez prepážok
Q	(W)	množstvo tepla

$\dot{Q}$	(W)	tepelný tok
$\dot{Q}$	(W)	tepelný výkon
q	(W.m ⁻²)	tepelný tok
$\dot{q}, q$	(W.m ⁻²)	hustota tepelného toku
$\dot{q}_l$	(W.m ⁻¹)	lineárna hustota tepelného toku
$\dot{q}_0$	(W.m ⁻²)	hustota tepelného toku žiarením
$\dot{q}_v$	(W.m ⁻³)	zdroj tepla v jednotke objemu uvažovaného systému za jednotku času
$\dot{q}_z$	(W.m ⁻²)	hustota tepelného toku žiarením
$\dot{q}_{12}$	(W.m ⁻²)	hustota tepelného toku žiarením (výsledná intenzita vyžarovania)
$\dot{q}_{\lambda,0}$	(W.m ⁻²)	hustota tepelného toku žiarením v rozmedzí vlnových dĺžok
R	(-)	parameter
R	(m ² K/W)	tepelný odpor
R	(J.mol ⁻¹ .K ⁻¹)	univerzálna plynová konštanta
Ra	(-)	Rayleighovo číslo
Re	(-)	Reynoldsovo číslo
Re_{kr}	(-)	kritické Reynoldsovo číslo
Re_t	(-)	Reynoldsovo číslo (pri teplote tekutiny)
R_t	(m ² .K/W)	tepelný odpor rovinatej steny proti prechodu tepla
R_{dl}	(m ¹ .K/W)	lineárny tepelný odpor
r	(m)	polomer
r	(kJ.kg ⁻¹)	výparné teplo
r	(m)	vzdialenosť
S	(m ²)	plocha, povrch
S_f	(m ²)	celková plocha rebra
Si	(-)	kremík

S_m	(m^2)	prietočný prierez zaplneného priestoru medzi jednou roztečou prepážok v osi výmenníka
$S_{mš}$	(m^2)	prietočný prierez zaplneného priestoru medzi prepážkami v osi výmenníka
S_p	(m^2)	prietokový prierez
S_{ps}	(m^2)	prietočný prierez medzi prepážkou a plášťom
S_r	(m^2)	vonkajšia plocha všetkých rebier
S_{rur}	(m^2)	úsek všetkých voľných rúriek
S_s	(m^2)	prietočný prierez obtokového prúdu medzi jednou roztečou prepážok v osi výmenníka
S_{tp}	(m^2)	prietočný prierez v prepážke
S_z	(m^2)	prietočný prierez zaplneného priestoru vo výreze nad prepážkou
S_1'	(m^2)	vnútorná plocha rúrky príslušného úseku
S_1	(m^2)	vnútorná plocha celej rúrky
S_2	(m^2)	vonkajšia plocha
S_2	(m^2)	veľkosť teplovýmenných plôch výmenníka tepla
s	(m)	hrúbka
s	(m)	rozmer
s	(m)	rozstup rúrok
S_p	(m)	hrúbka prepážky
S_r	(m)	rozstup rebier
S_{tp}	(m)	vzdialenosť krajných rúriek od plášťa
S_{tt}	(m)	vzdialenosť rúriek od seba v osi výmenníka
T	(K)	teplota
T_m	(K)	stredná teplota
T_s	(K)	teplota výhrevnej plochy
T_{sat}	(K)	teplota nasýtenia
$T_{s,vst}$	(K)	vstupná teplota tekutiny
$T_{s,výst}$	(K)	výstupná teplota tekutiny

$T_{t,vst}$	(K)	vstupná teplota
$T_{t,výst}$	(K)	výstupná teplota
ΔT	(K)	teplotný rozdiel
$\overline{\Delta T_{str}}$	(K)	stredný logaritmický teplotný rozdiel
t	(s)	čas
t	(m)	hrúbka rebra
t	(°C)	teplota
t_m	(°C)	určujúca teplota
t_p	(m)	rozteč prepážok
t_s	(°C)	povrchová teplota steny
t_{sp1}	(°C)	teplota pred výmenníkom
t_{sp2}	(°C)	teplota za výmenníkom
t_{st}	(°C)	teplota steny
t_{str}	(°C)	stredná teplota
t_t	(m)	rozteč rúriek
t_t	(m)	teplota tekutiny
t_{11}	(°C)	vstupná teplota
t_{12}	(°C)	výstupná teplota
t_{21}	(°C)	vstupná teplota
t_{22}	(°C)	výstupná teplota
t'_1, t'_2	(°C)	vstupné teploty
t''_1, t''_2	(°C)	výstupné teploty
Δt	(°C)	rozdiel teplôt
Δt_{str}	(°C)	stredný logaritmický teplotný rozdiel
u	(m.s ⁻¹)	rýchlosť šírenia teplotnej vlny
V	(m ³)	objem
V	(-)	vanád
V_{sp}	(m ³ .s ⁻¹)	množstvo spalín pri normálnych podmienkach
V_{zp}	(m ³ .s ⁻¹)	množstvo vzduchu pri normálnych podmienkach

$\dot{V}$	$(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$	objemový prietok
v_v	$(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	rýchlosť prúdenia v rúrke
W	$(\text{J} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	tepelná kapacita prúdu tekutiny
W	$(\text{W} \cdot \text{K}^{-1})$	vodná hodnota
W	$(-)$	volfrám
w	$(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	rýchlosť prúdenia
w	(m)	šírka rebra
w_m, w_s	$(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	rýchlosť
$w_{\max}$	$(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	rýchlosť v najužšom prietochom priereze zaplneného priestoru medzi jednou roztečou prepážok
w_v	$(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	rýchlosť kvapaliny v hrdlách vstupu a výstupu
x	$(-)$	pomer prierezov
x	(m)	vzdialenosť
z	$(-)$	korekčný faktor
α, h	$(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	súčiniteľ prestupu tepla
α_e	$(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	súčiniteľ prestupu tepla na vonkajšej strane
α_k	$(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	súčiniteľ prestupu tepla konvekciou
α_r	$(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	súčiniteľ prestupu tepla na rebro
α_s, α_z	$(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	súčiniteľ prestupu tepla sálaním – žiarením
α_z	$(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	redukovaný (ekvivalentný) koeficient prestupu tepla žiarením
α_1	$(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	súčiniteľ prestupu tepla na povrchu steny s teplotou t_{s1} ; t_{s2}
α_1	$(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	súčiniteľ prestupu tepla vnútornej tekutiny
α_2	$(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	súčiniteľ prestupu tepla vonkajšej tekutiny
β	(K^{-1})	súčiniteľ objemovej rozťažnosti
δ	(m)	hrúbka; hrúbka medznej vrstvy
ε	$(-)$	emisivita
ε	$(-)$	opravný súčiniteľ
ε	$(-)$	relatívna drsnosť

ε	(-; %)	účinnosť výmenníka tepla
ε_k	(-)	koeficient konvekcie
ε_S	(-)	emisivita tieniacich plôch
$\varepsilon_{12}, \varepsilon_{12S}$	(-)	výsledná emisivita
$\varepsilon_{\Delta t}, \varepsilon$	(-)	korekčný súčiniteľ
η, μ	(Pa.s)	dynamická viskozita
η	(-)	účinnosť
η_f	(-)	účinnosť rebra
λ, k	(W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	súčiniteľ tepelnej vodivosti
λ	(-)	súčiniteľ trenia
λ	(m)	vlnová dĺžka
λ_{ekv}	(W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	ekvivalentná tepelná vodivosť tekutiny
λ_{max}	(m)	maximálna vlnová dĺžka
λ_n	(-)	súčiniteľ trenia pre priečne obtekanie rúriek
λ_p	(-)	súčiniteľ trenia pre priečne obtekanie rúriek
ν	(m ² .s ⁻¹)	kinematická viskozita
ξ_h	(-)	súčiniteľ zahrňujúci odpor hrdiel
ξ_i	(-)	koeficient miestneho odporu
ρ	(kg.m ⁻³)	hustota
ρ_i	(kg.m ⁻³)	hustota na vstupe výmenníka tepla
ρ_m	(kg.m ⁻³)	stredná hodnota hustoty média vo výmenníku tepla
ρ_o	(kg.m ⁻³)	hustota na výstupe výmenníka tepla
σ	(N.m ⁻¹)	povrchové napätie
σ_0	(W.m ⁻² .K ⁻⁴)	Stefanova-Boltzmannova konštanta čierneho telesa
σ_r	(m)	hrúbka rebier
τ	(s)	čas
τ_o	(s)	doba trvania jedného cyklu
ϕ_e	(W)	žiarivý tok
ϕ_{12}	(W)	žiarivý tok medzi plochami A_1 a A_2

φ	(-)	súčiniteľ využitia tepla (tepelná účinnosť daného výmenníka tepla z tepelných strát do okolia)
φ	(°)	uhol
φ_e	(W.m ⁻²)	plošná hustota žiarivého toku
φ_{12}	(-)	uhlový koeficient ožiarenia
ψ	(-)	účinnosť prechodu tepla
Ψ, ζ	(-)	opravný súčiniteľ

Skratky

LMTD	Logarithmic Mean Temperature Difference – stredný logaritmický teplotný rozdiel
NTU	Number of Transfer Units – počet prenosových jednotiek
TEMA	Tubular Exchanger Manufactures Association

ÚVOD

Skriptá, ktoré práve otvárate, vznikli ako výsledok spolupráce medzi Žilinskou univerzitou v Žiline a Vysokým učením technickým v Brne, ktoré sa spoločne podieľali na projekte: „*Výmena odborných poznatkov a skúseností z oblastí energetických systémov*“ – VOPES (ITMS2014+: 304011D102) v rámci operačného programu: Interreg V-A Slovenská republika – Česká republika.

Jedným z cieľov projektu bolo harmonizovať výučbu v oblasti energetiky a prispieť tak k prekonávaniu istých bariér (rôzny vývoj odborov v minulosti, rôzna podpora rozvoja odborov výučby atď.), ktoré stále pretrvávajú na oboch stranách hraníc (ČR – SR). Aby bol text dobre prístupný študentom/-kám z oboch štátov sú skriptá vydané v slovenskom a českom jazyku, pričom kolektív autorov zostáva rovnaký. Týmto postupom je naplnená hlavná idea projektu, aby boli dostupné rovnaké/harmonizované učebné texty/výukové podklady pre obe strany projektu, ale vždy v príslušnom národnom jazyku.

Základnými prvkami rozličných teplovýmenných systémov sú *výmenníky tepla*. Tieto zariadenia umožňujú sprostredkovanie prestupu tepla medzi dvoma, popri prípade i viacerými teplotonosnými látkami.

Prestup tepla vo výmenníkoch tepla býva kombinovaný proces, na ktorom sa podieľajú všetky druhy mechanizmov prenosu tepla, t. j. prirodzená a nútená konvekcia, tepelné žiarenie a vedenie tepla, prípadne aj procesy pri fázových zmenách. Pri prestupe tepla vo výmenníkoch tepla najčastejšie dominuje konvekčná zložka prestupu tepla.

Pri návrhu a tepelnom výpočte výmenníkov tepla treba zohľadniť zákonitosti termokinetiky a mechaniky tekutín. Dôležitým faktorom sú aj tlakové straty oboch teplotonosných médií. Pri konštrukcii výmenníkov tepla treba zohľadniť pevnostné výpočty vrátane nasledujúcich faktorov: teplotných dilatácií, korózie, zanášania teplovýmenných plôch, a podobne.

Teplovýmenná plocha výmenníkov tepla môže byť vytvorená pomocou rôznych teplovýmenných elementov (medzi najpoužívannejšie patria hladké rúrky kruhového prierezu).

Pre intenzifikáciu prestupu tepla možno zväčšiť veľkosť teplovýmennnej plochy napríklad rebrovaním vonkajšieho povrchu rúrky. Pre správnu funkciu treba zabezpečiť dobrý kontakt rebier so základnou rúrkou.

Vhodný tvar a profil povrchu dosiek pri doskových výmenníkoch tepla umožní ešte väčšiu intenzifikáciu prestupu (na oboch stranách teplotonosných médií).

Pokrokovým prvkom pre stavbu výmenníkov tepla sú tepelné trubice s hladkým alebo rebrovaným vonkajším povrchom. Intenzívny prestup tepla zabezpečuje vhodná teplotonosná látka, ktorá je uzatvorená vo vnútri trubice a pri prenose tepla využíva zmenu skupenstva (Černecký, 2012).

Všetky tieto znalosti sú z pohľadu autorov dôležitými znalosťami a schopnosťami, ktoré by mali študenti/-ky a budúci inžinieri/-ky pre svoje štúdium poznať.

1. POŽIADAVKY NA VÝMENNÍKY TEPLA

Pri návrhu výmenníkov tepla je jednou z hlavných požiadaviek čo najintenzívnejšie odovzdanie tepla pri nízkych nákladoch.

Intenzívneho prestupu tepla sa môže dosiahnuť:

- ***Voľbou vhodného materiálu pre konštrukciu výmenníkov tepla.***
- ***Konštrukčnými úpravami.***
- ***Voľbou vhodného pracovného média.***

Na „projektantoch“ je potom nájsť vhodnú kombináciu týchto troch opatrení.

Základné požiadavky ovplyvňujúce vhodnosť použitia a efektívnosť prevádzky tepelných výmenníkov možno rozdeliť na požiadavky kladené na samotný výmenník, teda jeho konštrukciu a požiadavky kladené na teplotnosné média, s ktorými daný výmenník tepla pracuje.

Výmenníky tepla musia spĺňať niekoľko, často protichodných požiadaviek, ktoré je treba pri ich návrhu brať do úvahy. Sú to:

- 1) *Čo najmenšie rozmery, hmotnosť a cena.*
- 2) *Čo najmenšie tlakové straty (čerpacia práca).*
- 3) *Čo najväčšia spoľahlivosť v prevádzke.*
- 4) *Jednoduchá údržba.*

Prvé dve požiadavky sa týkajú návrhu, prípadne výberu vhodného výmenníka tepla. Vzhľadom na to, že tieto požiadavky sú protichodné, je konečné riešenie vždy kompromis medzi bodmi 1 a 2.

Výber z viacerých riešení posudzovaných z tohto pohľadu potom predstavuje optimálny návrhový variant. Maximálna prevádzková spoľahlivosť je už podchytená v konštrukčnom riešení a výrobe výmenníka. Veľký podiel na nej má však kvalita a správna početnosť vykonávanej údržby. Spoľahlivosť výmenníkov tepla je daná hlavne minimálnou poruchovosťou a dobrou opraviteľnosťou (Ochrana, 2004).

1.1 Konštrukčné materiály výmenníkov tepla

Tepelne a tlakovo namáhané materiály pre stavbu výmenníkov a kotlov musia mať určité špecifické materiálové a technologické vlastnosti.

Požadované materiálové vlastnosti sú nasledujúce:

- *Žiarupevnosť* je schopnosť materiálu zachovať si predpísané vlastnosti pri vysokých teplotách. Žiarupevnosť perlitických materiálov je možné zväčšiť predovšetkým legovaním napr. Mo, ďalej V a W, tepelným spracovaním napr. zušľachtovaním materiálov (plechy) alebo zmenou štruktúry materiálu, t. j. prechodom na vhodné typy austenitov.
- *Koróziivzdornosť a žiaruvzdornosť*, čím sa rozumie odolnosť proti chemickému a elektrochemickému napadnutiu povrchu kovu, ako aj ďalšie napadnutie kovu vychádzajúceho z povrchu. Je možné ju dosiahnuť predovšetkým legovaním Cr, eventuálne Si a Al.
- *Odolnosť proti erózii*.
- *Odolnosť proti krehkému lomu*, čo je náhla porucha bez merateľnej plastickej deformácie prebiehajúca väčšinou za nízkych teplôt. Riziko krehkého lomu podporuje hrubé zrno materiálu, prímеси, zložitá napätosť a rázy.
- *Odolnosť proti tepelnej únave*, čo je typ nízkocyklovej únavy. Tepelná únava ohrozuje hrubostenné súčasti kotlov, hlavne bubny. Výhodný je materiál, ktorý znáša plastickejšiu deformáciu, resp. materiál s väčšou relaxačnou schopnosťou, pretože pri nízkej relaxácii vznikne menšia plastická deformácia.

Ďalej sa požadujú aj ďalšie technologické vlastnosti, akými sú: dobrá zvarateľnosť, tvárnosť, obrábateľnosť, či zachovanie jemnozrnnnej štruktúry pri tepelnom spracovaní.

Z hľadiska žiarupevnosti, ako najdôležitejšej a typickej vlastnosti materiálu pre stavbu a jeho súčasti, delíme materiály do týchto skupín:

- Uhlíkové feriticko-perlitické ocele triedy 11 s obsahom uhlíka $< 0,2 \%$ používané predovšetkým na plechy. Ich výhodou je hlavne nízka cena.
- Uhlíkové feriticko-perlitické ocele triedy 12 s obsahom uhlíka $< 0,25 \%$ používané na rúrky do teploty 425°C .
- Nízkolegované feriticko-perlitické ocele typu Cr-Mo a Cr-Mo-V triedy 15 používané až do teploty 590°C prevažne na rúrky, respektíve triedy 13 legované Cr-Ni-V s vyšším obsahom mangánu na výrobu plechov a bubnov.
- Chrómové nehrdzavejúce modifikované ocele odvodené od základnej martenzitickej ocele 12 – 14 % Cr, avšak modifikované prísadami molybdénu, vanádu, wolfrámu, titánu a niobu používané na prehrievače s teplotou pary nad 545°C . Ich hlavné využitie je však v oblasti turbín, pretože sú veľmi dobre odolné voči korózii, majú vysokú prekaliteľnosť, vysoké vnútorné tlmenie a odolnosť voči tepelnej únave. Sú vhodné na lopatky, rotory, odliatky armatúr a turbínové skrine do teploty 600°C .
- Austenitické žiarupevné ocele, ktoré majú oproti klasickej austenitickej oceli 18 – 8 krát nižší obsah chrómu (16 %) a vyšší obsah niklu (13 %), tzv. typ 16–13. Pre lepšiu tvárnosť sa hodí na výrobu rúrok. Klasické austenity nie sú vhodné z dôvodu sklonu ku krehnutiu v dôsledku vylučovania σ -fázy a vzniku trhlín

pri zváraní. Majú len podmienenú zvariteľnosť, sťaženú obrobitelnosť, nízku tepelnú vodivosť a veľkú rozťažnosť.

- Medzi ďalšie vysoko žiarupevné materiály patria materiály na báze niklu (tzv. Nimonic) alebo Co, respektíve kovo-keramické materiály – cermety, ktorých základom je karbid titanu (Dlouhý, 1999).

1.2 Intenzifikácia zdieľania tepla vo výmenníkoch tepla

Úloha intenzifikovať proces zdieľania tepla a vytvoriť vysoko efektívne výmenníky tepla je v súčasnej dobe veľmi aktuálna. Zároveň so snahou o intenzifikáciu je nutné mať na pamäti ostatné požiadavky kladené na energetické výmenníky, a to práve pri zachovaní spoľahlivosti, jednoduchosti konštrukcie, dobrej technológie výroby, čo najnižšej cene, dostupnosti materiálu a výrobných zariadení.

Spôsoby intenzifikácie sú nasledovné:

- *Zväčšenie teplovýmenného povrchu pomocou rebrovania.* Keďže rebrá nie sú pevnostne namáhané, sú z hľadiska hmotnosti považované za vysoko efektívny teplovýmenný element. Ak 1 m^2 teplovýmennnej plochy rúrky o hrúbke 2 mm predstavuje hmotnosť 15 kg, tak rovnaká plocha rebra o sile 0,4 mm má hmotnosť iba 1,5 kg.

Pri návrhu použitia rebrovania je však nutné mať na pamäti nasledovné zásady:

Rebrá je vhodné použiť:

- ak je malý súčiniteľ prestupu tepla,
- ak je súčiniteľ prestupu tepla približne rovnaký na oboch stranách teplovýmenného elementu, potom má použitie rebrovania význam len vtedy, ak sú rebrované obidve strany,
- ak $\alpha_1 \neq \alpha_2$, potom sa rebrovanie vykoná len na jednej strane, kde je menší súčiniteľ prestupu tepla.
- *Zmenšenie určujúcich geometrických rozmerov teplovýmenných elementov.* Takýmito rozmermi sú priemer rúriek, šírka a výška kanálov atď. Zmenšovanie rozmerov má však do istej miery protichodné dôsledky. Na jednej strane vedie k zmenšovaniu rozmeru a tým k zvýšeniu kompaktnosti, ale spôsobuje taktiež mierne zväčšenie súčiniteľa prestupu tepla. Väčší počet rúriek alebo kanálov však zároveň zvyšuje cenu zariadenia.
- *Zdokonalenie vyhotovenia výmenníkov tepla* spočíva predovšetkým v odstránení mŕtvych kútov, skratových prúdov, utesnenia výmenníkov v dokonalom prevedení odvodu vzduchu výmenníkov.
- *Zväčšenie turbulencie prúdu* v prípadoch, kedy veľkosť Reynoldsovho čísla je malá. Tak je tomu obvykle v prípadoch, kde je pracovnou látkou plyn. Turbulencia prúdu sa zvyšuje použitím twisted tube, pulzátorov, mixérov

a deštruktorov laminárnej podvrstvy, čo sú obvykle stočené pásy, drôty vložené do rúriek alebo rôzne drážky a výstupky teplovýmenného povrchu (Baláš, 2013).

1.3 Požiadavky na teplonosné/pracovné médiá

Najčastejšie používanými pracovnými médiami pre výmenníky tepla v energetických zariadeniach sú:

- *Ohrevné médiá:*
 - spaliny,
 - nasýtená vodná para,
 - roztavené soli a kovy,
 - plynné alebo kvapalné reakčné splodiny.
- *Chladiace médiá:*
 - voda,
 - vzduch,
 - amoniak,
 - freóny.

Teplonosné médiá (látky) v podstatnej miere ovplyvňujú činnosť výmeny tepelnej energie. Voľba správneho pracovného média závisí od mnohých faktorov a musí spĺňať veľké množstvo požiadaviek.

Základné požiadavky na teplonosné médium sú:

- *Veľká merná tepelná kapacita, popr. merné výparné teplo.*
- *Vysoký súčiniteľ tepelnej vodivosti a prestupu tepla.*
- *Vhodný vzťah medzi teplotou varu a tlakom.*
- *Nízka viskozita a s ňou súvisiace nízke tlakové straty pri prúdení.*
- *Nízka agresivita vedúca ku korózii zariadenia.*
- *Zdravotná nezávadnosť.*
- *Dostatočný výskyt v biosfére.*
- *Relatívne nízka cena.*

Najlepšie tieto požiadavky komplexne spĺňa v obvyklých prípadoch voda a vodná para, ich určitými nedostatkami sú jednak možnosť korózie materiálu, jednak vznik nánosov solí obsiahnutých vo vode vo výhrevnej ploche. Pri vode je potom najdôležitejšia požiadavka udržania dostatočného tlaku, aby pri danej pracovnej teplote nedochádzalo k varu a následne nevznikala para.

Výhody a nevýhody nasýtenej pary ako teponosnej látky voči vode sú:

- Para preteká výmenníkom a tepelnou sieťou na úkor svojej tlakovej straty a teda nie je potrebné obehové čerpadlo ako pri vode, takže klesajú náklady na investície a prevádzku čerpadiel. Naopak pokles tlaku pary v dôsledku odporu pri prúde znamená pri teplárenskej prevádzke úbytok elektrickej energie, zodpovedajúce zníženiu entalpického spádu pri expanzii o vzniknutú tlakovú stratu.
- Pretože merná hmotnosť pary je nižšia než vody, sú prídavné pevnostné pnutia vyvolané silami zemskej tiaže, ako aj hydrostatické tlaky u parných výmenníkov, menšie než pri vode.
- Pri pare je jednoduchšie zisťovanie netesností a poruchových miest než pri vode, avšak hmotnostný únik pary netesnosťami je väčší, pričom úprava vody pre výrobu pary je zložitejšia než pri vode a tým pádom aj nákladnejšia.

Na prenos tepla s vysokou teplotou do 900 °C sa v energetike používajú tekuté kovy, napr. zmes sodíka a draslíka. Tieto zliatiny majú síce vysokú tepelnú kapacitu, dobrú tepelnú vodivosť a súčiniteľ prestupu, ale sú prevádzkovo problematické tým, že pri chladnutí zariadenia stuhnú, a musia sa preto pri odstavovaní včas z okruhu vypúšťať. Pri netesnostiach výmenníka reaguje najviac sodík s vodou a prudko horí.

Vzduch, spaliny, poprípade iné plyny, sú nevýhodné na prenos tepla. Majú nízku mernú tepelnú kapacitu, tepelnú vodivosť a taktiež súčinitele prestupu tepla, takže celkovo vyžadujú väčšie objemové prietoky a veľké výhrevné plochy výmenníkov. Obdobne sa prejavuje aj prehriata para, na rozdiel od sytej, mokrej a resp. kondenzujúcej pary majú súčiniteľ prestupu vysoký. Nie je preto vhodné používať v ohrievaných výmenníkoch prehriatu paru nakoľko vysoká teplota prehriatej pary spôsobuje veľké tepelné straty. Taktiež vyžaduje väčšiu hrúbku tepelnej izolácie u výmenníku tepla a potrubia. O voľbe teponosnej látky a jej parametroch rozhoduje, pokiaľ tieto údaje nie sú inak dané dopredu, ekonomická rozvaha nájdenia minima investičných a prevádzkových nákladov na predpísanú jednotku tepelnej energie.

V ďalšom sú stručne popísané najpoužívannejšie pracovné médiá v energetike

Voda – používa sa pri ohrevoch do 100 °C. Je vhodná na vykurovanie alebo ohrev prchavých kvapalín. Zmena hustoty vody pri rôznych teplotách a malá viskozita zabezpečujú prirodzenú cirkuláciu vo vykurovacom systéme. Vysoké merné teplo vody umožňuje menšie prierezy potrubia. Súčiniteľ prestupu tepla z vody do teplovýmennej plochy, alebo z nej je pomerne vysoký. Tlaková voda sa dá použiť do teploty 200 °C (1,6 MPa).

Vodná para – syta vodná para je najpoužívannejšie teponosné médium. Pri kondenzácii pary na stenách výmenníkov sa uvoľňuje jej výparné teplo. Hodnota súčiniteľa prestupu tepla z kondenzujúcej pary je vysoká. Sytu vodnú paru je možné využiť do teploty 170 °C. Prehriata vodná para má podobne ako plyn menšiu hodnotu súčiniteľa prestupu tepla a preto sa na ohrev často nepoužíva.

Minerálny olej – sa používa v prípadoch, kedy nie je možné použiť vodu alebo vodnú paru kvôli požadovaným vysokým teplotám a tlakom. Oleje sa taktiež používajú vtedy, ak pri priamom ohreve spalínami môže spôsobiť prehriatie látky. Súčiniteľ prestupu tepla olejov je ako pri všetkých viskózných látkach pomerne malý a zvyšuje sa až pri vyšších teplotách. Výhodou minerálnych olejov je ich vysoký bod varu a stálosť pri vyšších teplotách. Rozsah pracovných teplôt je 300 až 320 °C.

Vzduch a spaliny – majú nevýhodu nízkej mernej tepelnej kapacity, tepelnej vodivosti a zlého súčiniteľa prestupu tepla. Vyžadujú väčší objemový prietok a veľké výhrevné plochy. Nevýhoda je aj malá možnosť regulácie tepelného výkonu a tak hrozí nebezpečenstvo miestneho prehriatia.

Tekuté kovy – používajú sa pre prenos tepla s vysokou teplotou (do 900 °C) (Baláš, 2009; Opáth, 2013; Výmenníky tepla, 2008).

2. TERMODYNAMICKÉ VLASTNOSTI

Prvou potrebnou fyzikálnou veličinou je *merná tepelná kapacita*. Na základe tabuľkových hodnôt podľa (Ražnjevič, 1984) bol zostrojený priebeh tejto veličiny a bola mu priradená spojnice trendov s trendovou čiarou piateho rádu.

$$c_p = -1 \cdot 10^{-17} \cdot t_{str}^5 + 8 \cdot 10^{-14} \cdot t_{str}^4 - 2 \cdot 10^{-10} \cdot t_{str}^3 + 3 \cdot 10^{-17} \cdot t_{str}^2 + 7 \cdot 10^{-6} \cdot t_{str} + 1,2971 \quad (2-1)$$

Ďalším parametrom je *súčiniteľ tepelnej vodivosti* pre strednú teplotu vzduchu, a je určený na základe trendovej krivky zostrojenej podľa hodnôt z odbornej literatúry (Ražnjevič, 1984).

Rovnica trendov 4. rádu:

$$\lambda = -2 \cdot 10^{-13} \cdot t_{str}^4 + 1 \cdot 10^{-9} \cdot t_{str}^3 - 3 \cdot 10^{-6} \cdot t_{str}^2 + 0,0076 \cdot t_{str} + 2,4438 \quad (2-2)$$

Inou možnosťou je výpočet tohto parametra na základe empirických vzťahov podľa (Sazima, 1993). Tepelná vodivosť vzduchu pre prevádzkové parametre sa získa z nižšie uvedeného vzťahu, ktorý platí pre rozsahy teplôt 173 až 673 K a tlakov $1 \cdot 10^5$ až $1 \cdot 10^6$ Pa.

$$\lambda_1 = 1\,513,815 \cdot 1 \cdot 10^{-6} \cdot T_s^{0,5} \cdot (K_T \cdot K_P)^{1,5} \quad (2-3)$$

Hodnoty opravného súčiniteľa K_P sú uvedené v tabuľke 2.1 a v tabuľke 2.2 sú uvedené hodnoty opravného koeficientu K_T . Pri výpočtoch môže nastať určitá vzájomná odchýlka, ktorá sa môže odraziť na celkovej presnosti výpočtu.

Tabuľka 2.1 Hodnoty súčiniteľa K_P pre suchý vzduch pri stálej teplote 273 K

p (Pa)	p (bar)	K_P (-)	p (Pa)	p (bar)	K_P (-)
10	10^{-4}	0,464348	10^6	10	1,008187
10^2	10^{-3}	0,880435	$5 \cdot 10^6$	50	1,057310
10^3	10^{-2}	0,984783	10^7	100	1,138596
10^4	10^{-1}	0,993333	$1,5 \cdot 10^7$	150	1,242690
10^5	1	1,000000	$2 \cdot 10^7$	200	1,356140
$5 \cdot 10^5$	5	1,003509	$2,5 \cdot 10^7$	250	1,490643

Tabuľka 2.2 Hodnoty súčiniteľa K_T pre suchý vzduch pri stálom tlaku 10^5 Pa

T (K)	t (°C)	K_T (-)	T (K)	t (°C)	K_T (-)
273,15	0	1,054403	373,15	100	1,054403
293,15	20	1,066696	393,15	120	1,066696
313,15	40	1,075804	413,15	140	1,075804
333,15	60	1,087817	433,15	160	1,087817
353,15	80	1,103398	453,15	180	1,103398

Dané médium je taktiež charakterizované viskozitou, či už dynamickou alebo kinematickou.

Dynamická viskozita pre strednú teplotu vzduchu je určená na základe trendovej krivky zostrojenej hodnotami z odbornej literatúry (Ražnjevič, 1984).

Rovnica trendov:

$$\eta = -4 \cdot 10^{-13} \cdot t_{str}^4 + 2 \cdot 10^{-9} \cdot t_{str}^3 - 3 \cdot 10^{-6} \cdot t_{str}^2 + 0,0048 \cdot t_{str} + 1,7325 \quad (2-4)$$

Ak by sa uvažovala dynamická viskozita na základe vzťahov podľa (Sazima, 1993), je možné ju stanoviť z nižšie uvedeného vzťahu, ktorý platí pre rozsahy teplôt 373 až 673 K a tlakov $1 \cdot 10^6$ až $3 \cdot 10^7$ Pa.

$$\eta_1 = 1,0607 \cdot 10^{-6} \cdot T_S^{0,5} \cdot K_T \cdot K_P^{0,3} \quad (2-5)$$

Kinematická viskozita vzduchu pri danom tlaku sa môže vyjadriť pomocou už známych veličín.

$$\nu_2 = \frac{\eta_2}{\rho_2} \quad (2-6)$$

Alebo je možné použiť vzťahy podľa (Sazima, 1993), ktorý platí pre rozsahy teplôt 223 až 673 K a tlakov $1 \cdot 10^5$ až $1 \cdot 10^6$ Pa.

$$\nu_1 = 304,523 \cdot 44 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{T_S^{1,5}}{p} \cdot K_T \cdot K_P \quad (2-7)$$

Ďalej je možné vyjadriť veličiny pre pracovné médium motora suchý vzduch.

Merná tepelná kapacita c_2 pre vzduch o strednej teplote, prebratá z odbornej literatúry (Ražnjevič, 1984).

Rovnica trendov:

$$c_p = -1.10^{-17} \cdot t_{str}^5 + 8.10^{-14} \cdot t_{str}^4 - 2.10^{-10} \cdot t_{str}^3 + 3.10^{-17} \cdot t_{str}^2 + 7.10^{-6} \cdot t_{str} + 1,2971 \quad (2-8)$$

Súčiniteľ tepelnej vodivosti λ_2 pre strednú teplotu vzduchu je určená na základe trendovej krivky zostrojenej podľa hodnôt z odbornej literatúry (Dlouhý, 2007).

Rovnica trendov 4. rádu:

$$\lambda = -2.10^{-13} \cdot t_{str}^4 + 1.10^{-9} \cdot t_{str}^3 - 3.10^{-6} \cdot t_{str}^2 + 0,0076 \cdot t_{str} + 2,4438 \quad (2-9)$$

Dynamiccká viskozita η_2 pre strednú teplotu vzduchu je určená na základe trendovej krivky zostrojenej hodnotami z odbornej literatúry (Ražnjevič, 1984).

Rovnica trendov:

$$\eta = -4.10^{-13} \cdot t_{str}^4 + 2.10^{-9} \cdot t_{str}^3 - 3.10^{-6} \cdot t_{str}^2 + 0,0048 \cdot t_{str} + 1,7325 \quad (2-10)$$

Kinematická viskozita vzduchu pri danom tlaku.

$$\nu_2 = \frac{\eta_2}{\rho_2} \quad (2-11)$$

Keď sa bude uvažovať s použitím vzťahov (Sazima, 1993).

Dynamiccká viskozita:

$$\eta_{TP} = 1,0607 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0,5} \cdot K_T \cdot K_p^{0,3} \quad (2-12)$$

Kinematická viskozita:

$$\nu_{TP} = 304,52344 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{T^{1,5}}{p} \cdot K_T \cdot K_p^{0,3} \quad (2-13)$$

Tepelná vodivosť:

$$\lambda_{TP} = 1513,8151 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0,5} \cdot (K_T \cdot K_p^{0,3})^{1,5} \quad (2-14)$$

Ďalej je možné určiť vlastnosti spalín, čiže teplejšej tekutiny v danom prípade prenosu tepla.

Hodnoty *mernej tepelnej kapacity spalín* prevzaté z literatúry (Ražnjevič, 1984).

Rovnica trendov:

$$c_{p1} = -3 \cdot 10^{-11} \cdot t_{1str}^3 + 4 \cdot 10^{-8} \cdot t_{1str}^2 + 0,0002 \cdot t_{1str} + 1,3738 \quad (2-15)$$

Tepelná vodivosť spalín podľa (Ražnjevič, 1984):

$$\lambda_1 = -2 \cdot 10^{-7} \cdot t_{1str}^2 + 0,0084 \cdot t_{1str} + 2,30207 \quad (2-16)$$

Kinematická viskozita spalín podľa (Ražnjevič, 1984):

$$\nu_1 = -1 \cdot 10^{-8} \cdot t_{1str}^3 + 9 \cdot 10^{-5} \cdot t_{1str}^2 + 0,082 \cdot t_{1str} + 11,829 \quad (2-17)$$

Keď sa bude uvažovať s použitím vzťahov (Sazima, 1993):

Dynamická viskozita:

$$\eta_{TP} = 1,0607 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0,5} \cdot K_T \cdot K_p \quad (2-18)$$

Kinematická viskozita:

$$\nu_{TP} = 304,52344 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{T^{1,5}}{p} \cdot K_T \cdot K_p \quad (2-19)$$

Tepelná vodivosť:

$$\lambda_{TP} = 1513,8151 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0,5} \cdot (K_T \cdot K_p)^{1,5} \quad (2-20)$$

Na základe týchto veličín je možné charakterizovať prúdiace média a následne pristúpiť k riešeniu charakteru prúdenia daných médií a k riešeniu prestupu tepla vo výmenníku tepla. *Súčiniteľ prestupu tepla* α vyjadruje intenzitu prenosu tepla medzi tekutinou a stenou, a závisí na všetkých parametroch ovplyvňujúcich prúdenie, predovšetkým na: hustote tekutiny ρ , kinematickej viskozite ν , rýchlosti prúdenia w , teplotnom rozdieli Δt , tepelnej vodivosti tekutiny λ , špecifickej tepelnej kapacity c_p , súčiniteli objemovej rozťažnosti β ,... V tabuľke 2.3 je uvedený prehľad priemerných hodnôt súčiniteľa prestupu tepla konvekciou.

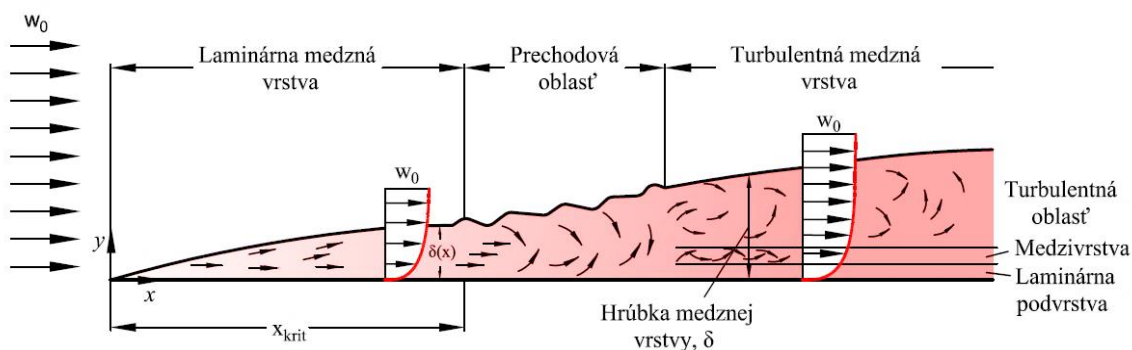
Tabuľka 2.3 Priemerné hodnoty súčiniteľa prestupu tepla konvekciou – prúdením (Procesné strojnictvo)

Druh prúdenia	α (W.m ⁻² .K ⁻¹)
Prirodzená konvekcia: plyny	2 – 25
Prirodzená konvekcia: kvapaliny	10 – 1 000
Nútená konvekcia: plyny	25 – 250
Nútená konvekcia: kvapaliny	50 – 20 000
Var a kondenzácia	2 500 – 100 000

Podstatný vplyv na prenos energie konvekciou má charakter prúdenia:

- Pri laminárnom prúdení sa častice pohybujú bez miešania, paralelne so stenou kanála. V prúde nie sú priečne zložky rýchlosti – teplo sa môže prenášať iba vedením.
- Pri turbulentnom prúdení častice tekutiny konajú neusporiadaný pohyb po prekročení kritického pomeru medzi zotrvačnými a trecími silami (trecie sily sa väčšinou určujú z Moodyho diagramu), ktoré sú daného hodnotou Reynoldsovho čísla Re , keď sa poruší rovnováha medzi zotrvačnými, hnacími a trecími silami. Časť pohybovej energie sa premieňa na energiu chaotických turbulentných vírov. Prechod medzi laminárnym a turbulentným prúdením v potrubíach je pri $Re = 2\,300$ až $10\,000$.

Čím je pohyb tekutiny turbulentnejší, tým viac sa uplatňuje prenos tepla, ktorý pomáha intenzifikovať tok tepla z tekutiny do telesa alebo naopak. Teda z hľadiska prestupu tepla je turbulentný pohyb tekutiny výhodný. Tekutina sa pri ňom premiešava, teplé časti sa dostávajú do rýchleho styku s chladnejšími. Blízko steny je však vždy medzná vrstva tekutiny s laminárnym prúdením, v ktorej nejestvuje prenos tepla, lebo sa tu nenachádza turbulencia. Táto laminárna vrstva teda funguje ako izolátor, brzdí prúd tepla. V nej sa uskutočňuje najmä vedenie tepla individuálnymi zrážkami molekúl.



Obr. 2.1 Rozvoj medznej vrstvy (Kabát, 2000)

V dôsledku viskozity izotermicky prúdiacich tekutín sa vytvára v tesnej blízkosti steny vrstva, v ktorej dochádza k výraznej zmene rýchlosti z rýchlosti prúdu na rýchlosť steny a to *dynamická medzná vrstva*. Intenzita prenosu tepla je ovplyvnená charakterom a hrúbkou medznej vrstvy. V prípade laminárneho prúdenia ide o *laminárnu medznú vrstvu* a v prípade turbulentného prúdenia ide o *turbulentnú medznú vrstvu*. A aj pri turbulentnej medznej vrstve existuje pri stene *laminárna podvrstva*, v ktorej je prúdenie laminárne. Rozvoj medznej vrstvy je znázornený na obr. 2.1.

V teplotnej medznej vrstvičke sa mení teplota z teploty kvapaliny na teplotu obtekanej steny v dôsledku molekulárneho vedenia tepla. Teplotná medzná vrstva nie je všeobecne

totožná s dynamickou medznou vrstvou. Pri akomkoľvek prúdení vzniká dynamická medzná vrstva, ale *teplotná medzná vrstva* vznikne len pri rozdieli teplôt medzi tekutinou a stenou.

Zmenšenie hrúbky medznej vrstvy sa dosahuje zvyšovaním rýchlosti prúdu, čo spôsobí zvýšenie trecieho odporu, a tým zvýšenie potreby práce na prietok tekutiny.

Súčiniteľ prestupu tepla α sa vzhľadom na veľký počet premenných nedá vyjadriť jedinou rovnicou. Pre jednotlivé okruhy problémov prestupu tepla, ktoré obvykle závisia od druhu prúdenia tekutiny a spôsobu jej styku s povrchom telesa, boli zostavené (väčšinou na základe výsledkov experimentov) osobitné rovnice, označované ako *kritériálne rovnice*. Rozsah ich platnosti pre konkrétne prípady sa určuje na základe *teórie podobnosti*. Sú to *bezrozmerné veličiny*, ktoré plne nahrádzujú v skúmanom jave alebo procese rozmerové fyzikálne veličiny, ktorých počet je vždy menší než počet veličín, ktoré ich tvoria. Úplná fyzikálna podobnosť je splnená vtedy, keď sú súčasne splnené tri podmienky, a to: geometrická, kinematická a dynamická podobnosť. V nasledujúcej tabuľke 2.4 sú uvedené základné bezrozmerné čísla (kritériá).

Tabuľka 2.4 Základné bezrozmerné čísla (Kabát, 2000; Ferstl, 2011)

Označenie	Číslo	Vzťah	Popis
Ar	Archimedovo číslo	$Ga. \frac{\Delta\rho}{\rho_0}$	Charakterizuje pomer síl. Trenia a Archimedove sily vznikajúce rozdielom merných hmôt.
Eu	Eulerovo číslo	$\frac{\Delta p}{\rho \cdot w^2}$	Pomer tlakových a zotrvačných síl pri prúdení tekutiny.
Ga	Galileovo číslo	$\frac{g \cdot l^3}{\nu^2}$	Je merítkom pomeru síl molekúl. Trenia a tiažových síl pri prúdení tekutín.
Gr	Grashofovo číslo	$\gamma \cdot \Delta T \cdot \frac{g \cdot l^3}{\nu^2}$	Vyjadruje pomer vztlakových, zotrvačných a trecích síl pre voľné prúdenie.
K	Kondenzačné číslo	$\frac{r}{c \cdot \Delta t}$	Vyjadruje pomer tepelného toku potrebného k fázovej premene látky k teplote prehriatia jednej z fázy.
Nu	Nusseltovo číslo	$\frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$	Vyjadruje pomer prenosu tepla konvekciou a kondukciou v termokineticknej medznej vrstve.
Re	Reynoldsovo číslo	$\frac{w \cdot l}{\nu}$	Vyjadruje pomer zotrvačných a trecích síl.
Pr	Prandtlovo číslo	$\frac{\nu}{a}$	Je pomerom rýchlosti výmeny impulzov (hybnosti) v prúde k rýchlosti prenosu tepelných impulzov.
Pe	Pecletovo číslo	$\frac{w \cdot l}{a}$	Vyjadruje pomer prenosu tepla vedením a prúdením tekutiny.

Teória podobnosti na báze geometrickej podobnosti a podobnosti fyzikálnych dejov na modeli umožňuje prostredníctvom podobnostných čísiel (kritérií) a ich závislosti kritériálnych rovníc modelovať reálne technické diela.

Princíp modelovania je založený na 3 vetách teórie podobnosti:

- 1) *Podobné javy majú rovnaké kritéria podobnosti (Newton) t. j. podobnosť je možné aplikovať len na procesy rovnakého druhu, ktoré sú popísané rovnicami rovnakého tvaru a obsahu.*
- 2) *Integrál diferenciálnej rovnice popisujúci daný jav možno vyjadriť v tvare funkcie kritérií podobnosti odvodených z diferenciálnej rovnice (Federmann-Buckingham).*
- 3) *Dva javy sú podobné vtedy, keď sú popísané tou istou diferenciálnou rovnicou a majú podobné podmienky jednoznačnosti (Kirpičev-Guchman).*

2.1 Termodynamické vlastnosti zmesí

Helmholtzova energia pre zmesi tekutín sa môže vypočítať z modelu zovšeobecnenej zmesi s využitím stavových rovníc pre čisté kvapaliny v zmesi a funkcie, ktorá zohľadňuje interakcie medzi rôznymi druhmi, ako to uvádzajú Lemmon a Jacobsen z roku 1999. Tento model sa používa v programe REFPROP, ktorý je k dispozícii v štandardnom referenčnom dátovom programe NIST pre výpočty zmesí.

Helmholtzova energia zmesi:

$$a = a^{idmix} + a^E, \quad (2-21)$$

kde a^{idmix} je Helmholtzova energia pre ideálnu zmes, ktorá je definovaná pri konštantnej zníženej teplote a hustote nasledovne,

$$a^{idmix} = \sum_{i=1}^n x_i [a_i^0(\rho, T) + a_i^r(\delta, \tau) + R \cdot T \cdot \ln x_i], \quad (2-22)$$

kde n je počet zložiek v zmesi; a_i^0 je ideálna energia Helmholtzovho plynu pre zložku i a a_i^r je čistá zvyšková Helmholtzova energia zložky i hodnotená pri nižšej hustote a teplote definovanej nižšie.

Nadbytočný prínos Helmholtzovej energie z miešania:

$$\frac{a^E}{R \cdot T} = \alpha^E(\delta, \tau, X) = \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n x_i \cdot x_j \cdot F_{ij} \sum_{k=1}^{10} N_k \cdot \delta^{dk} \cdot \tau^{tk}, \quad (2-23)$$

kde koeficienty a exponenty sú získané z nelineárnej regresie údajov experimentálnych zmesí. Rovnaká sústava zmesových koeficientov (N_k , d_k a t_k) sa používa pre všetky zmesi v modeli a parameter F_{ij} je škálovací faktor, ktorý sa vzťahuje na prebytkové vlastnosti jednej binárnej zmesi s inými zmesami. Viaczložkové zmesi sa potom môžu vypočítať bez ďalších ternárnych alebo vyšších interakčných parametrov.

Všetky jednofázové termodynamické vlastnosti možno vypočítať z *Helmholtzovej energie* pomocou nasledujúcich vzťahov:

$$\alpha^0 = \sum_{i=1}^n x_i \left[\frac{a_i^0(\rho, T)}{R \cdot T} + \ln X_i \right] \quad (2-24)$$

$$\alpha^r = \sum_{i=1}^n x_i \cdot \alpha_i^r(\delta, \tau) + \alpha^E(\delta, \tau, X), \quad (2-25)$$

kde sú deriváty v konštantnom zložení. Znížené hodnoty hustoty a teploty zmesi sú:

$$\delta = \frac{\rho}{\rho_{red}} \quad (2-26)$$

$$\tau = \frac{T_{red}}{T}, \quad (2-27)$$

kde ρ a T sú hustota zmesi a teplota a ρ_{red} a T_{red} sú *redukčné hodnoty*:

$$\rho_{red} = \left[\sum_{i=1}^n \frac{x_i}{\rho_{ci}} + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n x_i \cdot x_j \cdot \zeta_{ij} \right]^{-1} \quad (2-28)$$

$$T_{red} = \sum_{i=1}^n x_i \cdot T_{ci} + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n x_i \cdot x_j \cdot \zeta_{ij} \quad (2-29)$$

Parametre ζ_{ij} a ξ_{ij} sa používajú na definovanie tvarov redukčných teplôt a zníženie hustoty. Tieto redukčné parametre nie sú rovnaké ako kritické parametre zmesi a sú určené súčasne s ostatnými parametrami modelu zmesi pre každý binárny pár v nelineárnom zapojení experimentálnych dát.

3. ZÁKLADNÉ SPÔSOBY PRENOSU TEPLA

Problematika prenosu tepla patrí k základným procesom, ktorý sa využíva v rôznych výskumných oblastiach a technických aplikáciách. V súčasnosti sa pri riešení prenosových javov do popredia dostáva otázka intenzifikácie prenosu energie (Valentová, 2011).

Prenos tepla sa uskutočňuje tromi základnými spôsobmi:

- ***Vedením – kondukciou.***
- ***Prúdením – konvekciou.***
- ***Žiarením, sálaním – radiáciou.***

Vedenie – kondukcia

Vedenie – kondukcia je prenos energie z oblasti vyšších energií (vyššia teplota), do oblasti nižších energií (nižšia teplota) pomocou vzájomných interakcií medzi časticami. Vedenie tepla sa uplatňuje predovšetkým v tuhých telesách, ktorých rôzne časti majú rôznu teplotu. Teplo sa vedením šíri tiež v kvapalinách a plynach, kde sa však uplatňuje tiež prenos tepla prúdením – konvekciou.

Prúdenie – konvekcia

Konvektívny prenos energie sa uskutočňuje prevažne medzi pevnou stenou a obtekanou tekutinou pri ich rozdielnych teplotách. K mechanizmu prenosu pomocou neusporiadaného pohybu molekúl tekutiny sa pridáva aj mechanizmus makroskopického pohybu tekutiny ako celku. Nutným atribútom tohto prenosu je pohyb tekutiny a nie je pri tom dôležité, ako tento pohyb vzniká. Ak vzniká ako dôsledok samotného prenosu energie vplyvom rozdielu hustôt tekutiny pri stene a ďaleko od nej jedná sa o *voľnú alebo prirodzenú konvekciu*. Ak vzniká núteným pohybom tekutiny (čerpadlo, ventilátor a iné) jedná sa o *nútenú konvekciu*. Pri prirodzenej konvekcii je hnacou silou pohybu rozdiel teplôt ΔT a pri nútenej konvekcii rozdiel tlakov Δp .

Žiarenie – sálanie

Prestup tela žiarením (sálaním) je zásadne odlišný od predchádzajúcich dvoch spôsobov. Pri žiarení – sálaní sa teplo šíri vo forme elektromagnetického vlnenia a k tomu, aby mohlo prechádzať z jedného telesa na druhé, nepotrebuje hmotné prostredie na rozdiel od prvých dvoch.

To, aký mechanizmus sa prejaví, alebo bude prevládajúci, rozhoduje prostredie v ktorom sa teplo šíri. V tuhých telesách sa teplo šíri vedením. Vo vákuu len sálaním – žiarením. Plyny však veľmi slabo absorbujú sálanie – žiarenie, obyčajne len v určitých vlnových dĺžkach. Napríklad ozón absorbuje len ultrafialové žiarenie. Kvapaliny absorbujú žiarenie veľmi dobre. V plyne a kvapaline sa môžu uplatniť všetky tri mechanizmy.

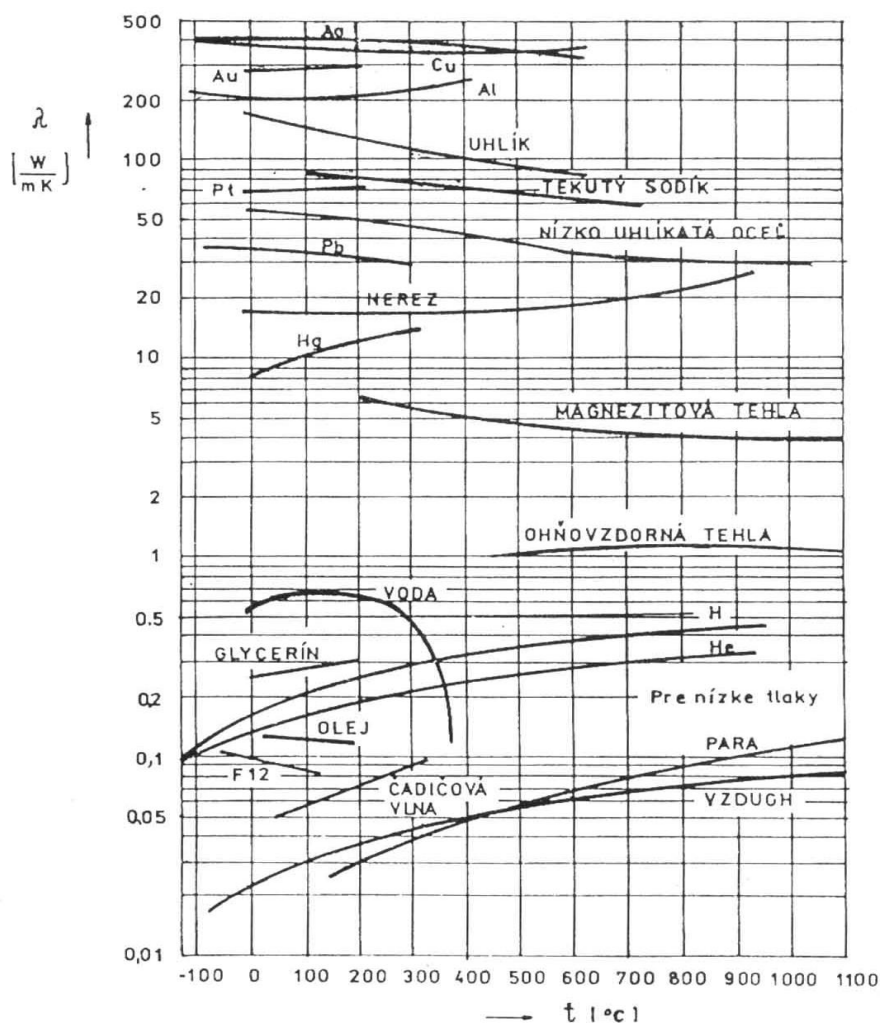
Závisí od teplôt a hydrodynamických podmienok, ktorý z mechanizmov prevláda (Drábek, 1998; Cengel, 2003; Procesné strojnictvo).

3.1 Prenos energie vedením – kondukciou

Vedenie tepla – kondukcia je prevládajúci jav transportu tepla v tuhých látkach. Pre hustotu tepelného toku vedením platí Fourierov zákon:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{S} = -\lambda \cdot \text{grad } t, \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2}) \quad (3-1)$$

kde λ je koeficient tepelnej vodivosti – je to fyzikálna vlastnosť látky udávaná pre rozličné materiály v tabuľkách a diagramoch ako funkcia teploty ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$), (obr. 3.1); $\dot{Q}$ je tepelný tok (W); $\text{grad } t = dt/dn$ je rozdiel teplôt na jednotke dĺžky teplotného poľa v smere normály (n) k izotermickej ploche – teplotný spád ($^{\circ}\text{C} \cdot \text{m}^{-1}$); S je povrchová plocha skúmaného systému (m^2).



Obr. 3.1 Ilustratívne hodnoty koeficientu tepelnej vodivosti (Kabát, 2000)

Teplotné pole v najvšeobecnejšej forme popisuje *Fourierova-Kirchhoffova* diferenciálna rovnica vedenia tepla v tvare:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + c_x \frac{\partial T}{\partial x} + c_y \frac{\partial T}{\partial y} + c_z \frac{\partial T}{\partial z} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{\dot{q}_v}{\rho \cdot c_p}, \quad (3-2)$$

kde $\dot{q}_v$ je zdroj tepla v jednotke objemu uvažovaného systému za jednotku času ($\text{W} \cdot \text{m}^{-3}$); a je teplotná vodivosť látky:

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \quad (\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}) \quad (3-3)$$

Vedenie tepla stenou – prechod tepla cez jednoduchú a zloženú stenu vo výmenníkoch tepla je popísaný v kapitole 4.

3.2 Prenos energie prúdením – konvekciou

Prenos energie prúdením – konvekciou sa uskutočňuje v prúdiacich kvapalinách a plynch. Pokiaľ je prúdenie spôsobené gradientom teploty, ide o *voľnú (prirodzenú) konvekciu* ak je vyvolané gradientom tlaku, ide o *nútenú konvekciu*.

Prestup tepla pri voľnom prúdení – prirodzená konvekcia

Hustotu toku pri šírení sa tepla konvekciou, t. j. pri jeho prestupe z povrchu tuhej látky do prúdiaceho prostredia sa počíta z *Newtonovho vzťahu*:

$$\dot{q} = \alpha \cdot (t_{st} - t_t) \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2}) \quad (3-4)$$

Koeficient prestupu tepla α ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$) nie je fyzikálnou vlastnosťou látky a určuje sa z kritériálnych rovníc odvodených teóriou podobnosti alebo teóriou rozmerov.

Celkový tepelný tok:

$$\dot{Q} = \dot{q} \cdot S = \alpha \cdot S \cdot (t_{st} - t_t), \quad (\text{W}) \quad (3-5)$$

kde S (m^2) je povrch telesa.

Prestup tepla konvekciou do neobmedzeného priestoru

Pre výpočet koeficientu prestupu tepla sa používa nasledujúci vzťah:

$$Nu_m = C \cdot [Gr \cdot Pr]_m^n, \quad (-) \quad (3-6)$$

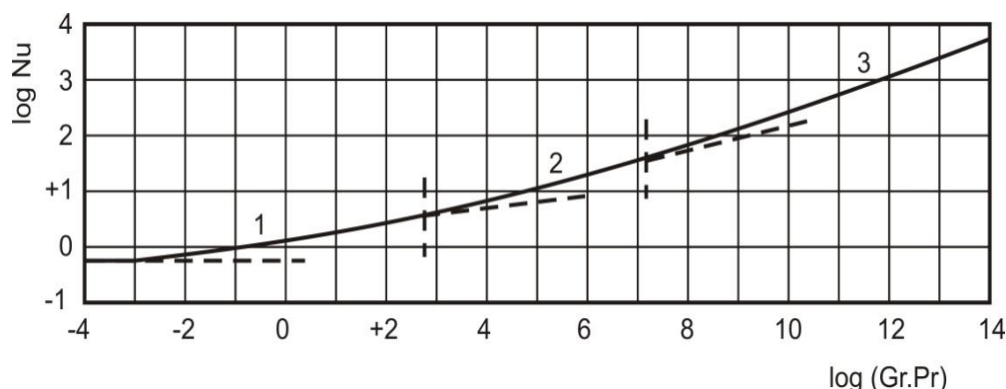
kde m je index, vzťahujúci sa na strednú teplotu medznej vrstvy; Nu je Nusseltovo číslo; Gr je Grashofovo číslo; Pr je Prandtlovo číslo; C je konštanta, n je exponent a sú závislé od hodnôt súčinu $Gr.Pr$ a pre ich určenie platí tabuľka 3.1.

Tabuľka 3.1 Konštanty C a exponenty n pre vzťah (3-6)

Gr.Pr	C	n
0 až $1 \cdot 10^{-3}$	0,45	0,00
$1 \cdot 10^{-3}$ až $5 \cdot 10^2$	1,18	0,125
$5 \cdot 10^2$ až $2 \cdot 10^7$	0,54	0,25
$2 \cdot 10^7$ až 10^{13}	0,135	$0,333 \cong 1/3$

Uvedené údaje sú graficky zaznamenané na obr. 3.2 v logaritmických súradniciach, ako aproximácie kriviek v jednotlivých oblastiach prúdenia.

Ak ohrievaný povrch dosky je umiestnený smerom nahor, je koeficient α o 30 % vyšší ako vypočítaný podľa kritériálnej rovnice (3-6), ak povrch je umiestnený smerom nadol je koeficient α o 30 % nižší.



Obr. 3.2 Grafické vyjadrenie vzťahu (3-6)
(Kabát, 2000)

Základné kritériá (čísla) tepelnej podobnosti pri voľnom prúdení (konvekcií)

Nusseltovo číslo Nu : vyjadruje pomer skutočne prenášaného tepla konvekciou k tepelnému toku prenášaného kondukciou – vedením. Obsahuje hľadaný súčiniteľ prestupu tepla konvekciou α :

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (-) \quad (3-7)$$

kde α je koeficient prestupu tepla ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$); l je charakteristický (určujúci) dĺžkový rozmer (m), pričom pri rúrkach je $l = d$ a pri vertikálnych stenách $l = H$, na horizontálne uložených povrchoch je charakteristický rozmer kratšia stena povrchu dosky; λ je tepelná vodivosť ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$).

Prandtlovo číslo Pr: vyjadruje pomer viskozity k tepelnej vodivosti, t. j. charakterizuje fyzikálne vlastnosti tekutín:

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda}, \quad (-) \quad (3-8)$$

kde ν je kinematická viskozita ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$); a je koeficient teplotnej vodivosti ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$); η je dynamická viskozita ($\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$); c_p je špecifická tepelná kapacita ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$).

Grashofovo číslo Gr: vyjadruje pomer vztlačových a trecích síl a má rozhodujúci význam pri voľnej konvekcii:

$$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \beta_m \cdot \Delta t, \quad (-) \quad (3-9)$$

kde g je gravitačné zrýchlenie ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$); Δt je teplotný rozdiel $\Delta t = (t_{st} - t_t)$, t_{st} je teplota steny, t_t je teplota tekutiny ($^{\circ}\text{C}$); $\beta_m = 1/T_m$ je koeficient objemovej rozťažnosti (K^{-1}); t_m je určujúca teplota (stredná teplota medznej vrstvy), $t_m = t_{st} + t_t / 2$.

Prestup tepla konvekciou do obmedzeného priestoru

V prípade konvekcie do obmedzeného priestoru sa hustota tepelného toku stanovuje podľa *Fourierovho vzťahu*:

$$\dot{q} = \frac{\lambda_{ekv}}{\delta} \cdot (t_{st1} - t_{st2}), \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2}) \quad (3-10)$$

kde $\lambda_{ekv} = \varepsilon_k \cdot \lambda$ je ekvivalentná tepelná vodivosť tekutiny v medzere ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$); ε_k je koeficient konvekcie, pričom $\varepsilon_k = 0,18 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,25}$. Tento vzťah platí pre rozsah $10^3 < (Gr \cdot Pr)_{st} < 10^{10}$. Určujúca teplota je $t_m = \frac{(t_{st1} + t_{st2})}{2}$. Určujúci (charakteristický) rozmer je šírka medzery δ .

Prestup tepla pri nútenom prúdení tekutín v rúrkach – nútená konvekcia

Hustota tepelného toku sa stanovuje podľa nasledujúceho vzťahu:

$$\dot{q} = \alpha \cdot (t_{st} - t_t) \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2}) \quad (3-11)$$

Pre prestupy tepla v jednotlivých oblastiach prúdenia existuje veľa kritériálnych rovníc rôznych autorov pre rôzne tekutiny. V nasledujúcich podkapitolách sa uvedú univerzálne kritériálne rovnice platné pre plyny a kvapaliny v oblasti laminárneho a turbulentného prúdenia odvodené Michejevom a Siederom-Tateom.

Laminárne prúdenie v rúrke

Prúdenie je laminárne, ak platí, že $Re < 2\,300$. Potom pre *prestup tepla* platí kritériálna rovnica podľa Michejeva:

$$Nu_t = 0,17 \cdot Re_t^{0,33} \cdot Pr_t^{0,43} \cdot Gr_t^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr_t}{Pr_{st}}\right)^{0,25}, \quad (-) \quad (3-12)$$

kde Pr_{st} je Prandtlovo číslo (pri teplote steny); Re je *Reynoldsovo číslo* (charakterizuje pomer zotrvačných a trecích síl a má rozhodujúci význam pri nútenej konvekcií), pričom:

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu}, \quad (-) \quad (3-13)$$

kde w je rýchlosť tekutiny v rúrke ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$); l charakteristický rozmer, pričom v prípade rúrky či kanála s priemerom d je $l = d$, pri nekrhových kanáloch $d = d_{ekv} = 4 \cdot A/O$, kde A je prierezová plocha kanála, O je omočený obvod kanála.

Treba dodať, že vzťah 3-12 platí pre $l/d \geq 50$, ak $l/d < 50$ treba opraviť súčiniteľom ε_f podľa tabuľky 3.2.

Tabuľka 3.2 Opravný súčiniteľ na stabilizáciu prúdu

l/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
ε_f	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1

Určujúca teplota je stredná teplota tekutiny: $t_t = 0,5 \cdot (t_{t1} + t_{t2})$.

Pre laminárne prúdenie viskózných kvapalín (olejov) udáva Sieder-Tate vzťah:

$$Nu_t = 1,86 \cdot \left[Re_t \cdot Pr_t \cdot \frac{d}{l} \right]^{1/3} \cdot \left(\frac{\eta_t}{\eta_{st}} \right)^{0,14} \quad (-) \quad (3-14)$$

Turbulentné prúdenie v rúrkach a kanáloch

Prúdenie je turbulentné, ak platí, že $Re \geq 10^4$. *Prestup tepla pri turbulentnom prúdení* tekutín v rúrkach sa môže stanoviť podľa kritériálnej rovnice Michejevovej:

$$Nu_t = 0,021 \cdot Re_t^{0,8} \cdot Pr_t^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_t}{Pr_{st}}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l \quad (-) \quad (3-15)$$

Pričom: rozsah platnosti tejto rovnice je $Re_t = 10^4 \div 5 \cdot 10^6$ a $Pr_t = 0,6 \div 2\,500$; pre plyny platí $\left(\frac{Pr_t}{Pr_{st}}\right)^{0,25} \approx 1$; určujúca teplota je stredná teplota tekutiny $t_t = 0,5 \cdot (t_{t1} + t_{t2})$; určujúci rozmer je priemer alebo ekvivalentný priemer; ε_l je oprava na počiatočný úsek, pričom platí,

že pre $l/d \geq 50$ je $\varepsilon_l = 1$, ak l/d je menšie, treba hodnotu súčiniteľa ε_l určiť v závislosti od veľkosti pomeru l/d a Re_t určiť podľa tabuľky 3.3.

Tabuľka 3.3 Veľkosti pomeru l/d a Re_t

Re_t	l/d								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
10^4	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1,00
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	

Prestup tepla pri obtekaní telies

Pri obtekaní telies prúdom tekutiny sa všeobecne dosahujú kritické hodnoty Reynoldsových čísel odlišne ako pri prúdení v potrubíach.

Pre pozdĺžne obtekanie rovinatej steny, pozdĺžne obtekanie zväzku rúrok ako aj priečne obtekanie valca (rúrky) a priečne obtekanie zväzku rúrok, napr. vo výmenníkoch tepla majú *kritériálne rovnice* najčastejšie tvar:

$$Nu_t = C \cdot Re_t^m \cdot Pr_t^n \cdot \left(\frac{Pr_t}{Pr_{st}} \right)^{0,25} \cdot K, \quad (-) \quad (3-16)$$

kde K je opravný súčiniteľ, hodnoty C , m , n a ďalšie podmienky sú uvedené v tabuľke 3.4.

Tabuľka 3.4 Konštanty C , m , n a ďalšie podmienky

Obtekanie	Teleso	Hodnoty			Charakter. rozmer L
		C	m	n	
Pozdĺžne	Rovinná stena	0,664	0,5	0,33	l
		0,037	0,8	0,33	l
	Zväzok rúrok	0,021	0,8	0,43	d_{ekv}
Priečne	Valec	0,59	0,47	0,38	d
		0,21	0,62	0,38	d
	Zväzok rúr usporiadaných za sebou	0,23	0,65	0,33	d
	Zväzok rúr striedavo usporiadaný	0,41	0,6	0,33	d

Pokrač. tab. 3.4 Konštanty C , m , n a ďalšie podmienky

Obtekanie	Teleso	Rozsah platnosti Re_t	Opravný súčiniteľ K
Pozdĺžne	Rovinná stena	$< 4,85 \cdot 10^5$	žiadny
		$> 4,85 \cdot 10^5$	
	Zväzok rúrok	$> 10^4$	$\left(\frac{s_1 \cdot s_2}{d^2}\right)^{0,18}$
Priečne	Valec	$10 \leq Re_t \leq 10^3$	ε_φ (tabuľka 3.5)
		$10^3 \leq Re_t \leq 2 \cdot 10^5$	
	Zväzok rúr usporiadaných za sebou	$2 \cdot 10^2 \leq Re_t \leq 2 \cdot 10^5$	$K = \varepsilon_\varphi \cdot \varepsilon_s$
	Zväzok rúr striedavo usporiadaný	$2 \cdot 10^2 \leq Re_t \leq 2 \cdot 10^5$	$K = \varepsilon_\varphi \cdot \varepsilon_s$

Poznámka 1: d_{ekv} je určujúci rozmer celého zväzku a vonkajšieho plášťa je definovaný $d_{ekv} = 4 \cdot \frac{A}{S} \cdot l$, resp. $d_{ekv} = 4 \cdot \frac{A}{O}$, kde A je prierezová plocha prúdiacej tekutiny v kanáli; S je povrchová plocha prestupu tepla medzi tekutinou a zväzkom rúrok; l je dĺžka rúrok v smere prúdenia; O je omočený obvod teplovýmennej plochy.

Poznámka 2: s_1 , s_2 sú rozostupy rúrok vo vodorovnom a zvislom smere zväzku.

Poznámka 3: Hodnoty opravného súčiniteľa pre uhol nábehu $\varphi < 90^\circ$ sú uvedené v tabuľke 3.5.

Tabuľka 3.5 Hodnoty opravného súčiniteľa pre uhol nábehu $\varphi < 90^\circ$

φ	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ε_φ	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

Poznámka 4: Opravný súčiniteľ na rozostupy rúrok vo zväzku:

$$\varepsilon_s = \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{1/6} \text{ pre } \frac{s_1}{s_2} < 2; \quad \varepsilon_s = 1,12 \text{ pre } \frac{s_1}{s_2} \geq 2$$

Poznámka 5: Pre zväzok rúrok priečne obtekaných – vypočítaný súčiniteľ prestupu tepla platí pre tretí rad rúrok a ďalší. Pre rúrky prvého a druhého radu je potrebná oprava podľa vzťahov:

$$\alpha_1 = \varepsilon_1 \cdot \alpha = 0,6 \cdot \alpha \text{ pre obe usporiadania.}$$

$\alpha_2 = \varepsilon_2 \cdot \alpha$, kde $\varepsilon_2 = 0,9$ pre usporiadanie za sebou (štvorcové).

$\varepsilon_2 = 0,7$ pre usporiadanie striedavé (šachovnicové).

Stredný súčiniteľ prestupu tepla celého zväzku sa stanoví podľa nasledujúceho vzťahu:

$$\alpha = \frac{\alpha_1 \cdot S_1 + \alpha_2 \cdot S_2 + \dots + \alpha_n \cdot S_n}{S_1 + S_2 + \dots + S_n}, \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) \quad (3-17)$$

kde $S_1 \dots S_n$ sú povrchové plochy jednotlivých radov rúrok (m^2); $\alpha_1 \dots \alpha_n$ sú stredné súčinitele prestupu tepla jednotlivých radov rúrok ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$).

Kritériálna rovnica platí pre ľubovoľnú tekutinu (kvapalinu, plyn).

Pre plyny:

$$\left(\frac{Pr_t}{Pr_{st}} \right)^{0,25} \cong 1 \quad (-) \quad (3-18)$$

Určujúca teplota pri obtekaní telies je *stredná teplota prúdiacej tekutiny*, t. j.

$$t_t = 0,5 \cdot (t_{t1} + t_{t2}) \quad (^\circ\text{C}) \quad (3-19)$$

Pri pozdĺžnom obtekaní steny sa dosiahnu presnejšie hodnoty s *určujúcou teplotou*:

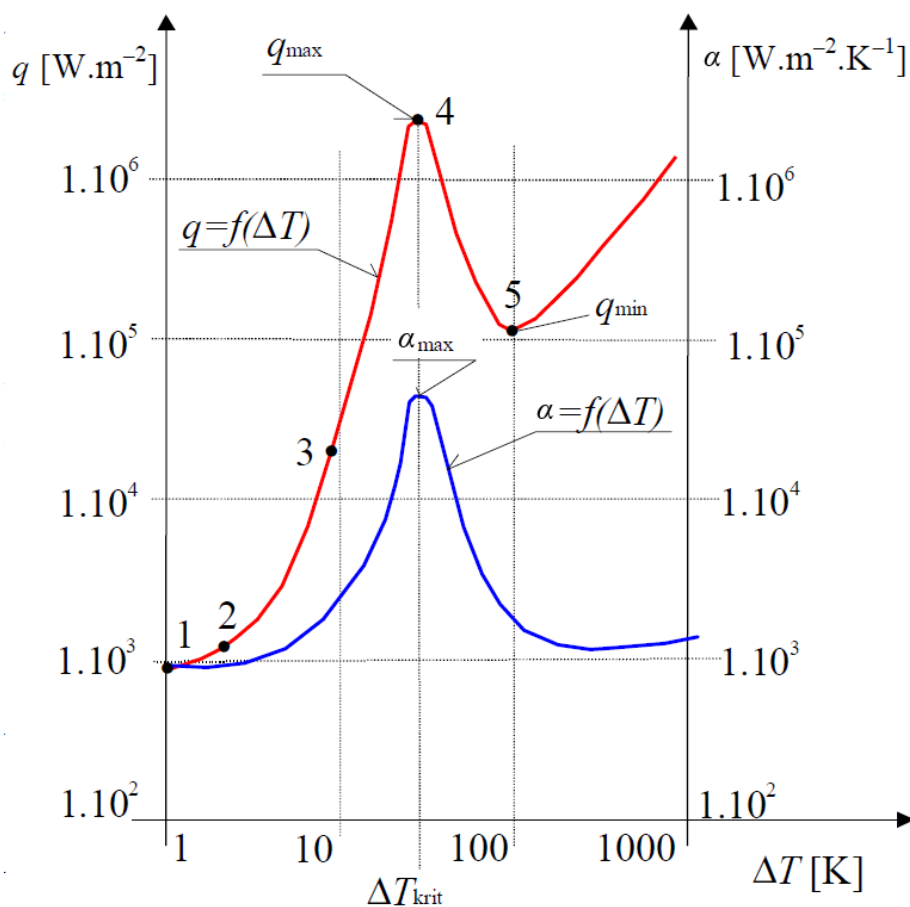
$$t_m = 0,5 \cdot (t_s + t_t) \quad (^\circ\text{C}) \quad (3-20)$$

3.3 Prenos energie pri vare kvapaliny vo veľkom objeme

Pri vare dochádza k fázovej premene kvapaliny na paru, pričom teplota kvapaliny musí byť vyššia ako teplota sýtej pary pri danom tlaku. Závislosť hustoty tepelného toku od teplotného rozdielu ΔT medzi teplotou výhrevnej plochy T_s a teplotou nasýtenia T_{sat} kvapaliny $q = f(\Delta T)$ a koeficientu prestupu tepla pri vare kvapaliny vo veľkom objeme je znázornená na obr. 3.3. Podľa veľkosti teplotného rozdielu $\Delta T = T_s - T_{sat}$ rozlišuje 5 charakteristických režimov:

- 1) *Prirodzená konvekcia – kvapalina nemá v celom objeme teplotu sýtosti T_{sat} . Jej teplota postupne narastá dodávaním tepla do kvapaliny prirodzenou konvekciou, t. j. pre výpočet je možné použiť vzťahy pre prirodzenú konvekciu až do okamihu začiatku tvorby parných bublín.*

- 2) *Bublínkový var* – kvapalina má v celom objeme teplotu sýtosti T_{sat} , na varných jadrách vznikajú prvé parné bubliny (oblasť izolovaných bublín, stav 2 až 3), ktorých počet sa so zväčšujúcim sa teplotným rozdielom ΔT zvyšuje, jednotlivé bubliny sa začnú navzájom spájať do väčších zhlukov a vystreľujú vo forme lúča do objemu kvapaliny (oblasť zhľuku bublín, stav 3).
- 3) *Kríza varu* – stav 4, keď hustota tepelného toku dosahuje maximum (1. kritická hustota tepelného toku).
- 4) *Prechodový var* – stav 4 až 5, keď hustota tepelného toku s rastúcim ΔT postupne klesá, čo súvisí s poklesom účinnosti odtrhávania parných bublín a tvorbou parnej blany na vyhrievanom povrchu. V stave 5 je hustota tepelného toku minimálna (2. kritická hustota tepelného toku).
- 5) *Blanový var* – od momentu vzniku súvislej parnej blany (stav 5) sa s narastajúcim ΔT začína zvyšovať prenášaný tepelný výkon v dôsledku prenosu tepla žiarením medzi teplovýmenným povrchom a objemom kvapaliny.



Obr. 3.3 Prestup tepla pri vare kvapaliny vo veľkom objeme
(Taraba, 2007)

Bublínkový var

Väčšina technických zariadení, v ktorých dochádza k fázovej premene kvapalina-para, pracuje v oblasti bublínkového varu. Pre bublínkový var vo veľkom objeme kvapaliny platí kritériálna rovnica:

pre $Re \geq 10^{-2}$ platí:

$$Nu = 0,125 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (-) \quad (3-21)$$

pre $Re \leq 10^{-2}$ platí:

$$Nu = 0,0625 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33}, \quad (-) \quad (3-22)$$

pričom:

Nu je Nusseltovo číslo pre var:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot B}{\lambda_k} \quad (-) \quad (3-23)$$

Re je Reynoldsovo číslo pre var:

$$Re = \frac{\dot{q} \cdot B}{l_v \cdot \rho_p \cdot v_k} \quad (-) \quad (3-24)$$

Pr je Prandtlovo číslo:

$$Pr = \frac{v_k}{a_k} \quad (-) \quad (3-25)$$

B je kritický priemer parnej bubliny:

$$B = \frac{c_p \cdot \rho_k \cdot \sigma \cdot T_p}{(l_v \cdot \rho_p)^2} \quad (m) \quad (3-26)$$

Vzťahy platia pre oblasť $0,86 \leq Pr \leq 7,6$; $10^{-5} \leq Re \leq 10^4$ a pre tlaky $4 \cdot 10^5 \leq p \leq 17,5 \cdot 10^6$ Pa.

Indexy k sa vzťahujú na kvapalinu, indexy p na paru. Termofyzikálne parametre sa určujú pri teplote nasýtenia.

Kritickú (index kr) hustotu tepelného toku $q_{krit} = q_{max}$ v stave 4 je možné vypočítať z kritériálnej rovnice, pre $0,86 \leq Pr_{kr} \leq 13,1$ a $0,1 \leq p \leq 18,5$ MPa.

$$Re_{kr} = 68 \cdot Ar^{4/9} \cdot Pr_{kr}^{-\frac{1}{3}}, \quad (-) \quad (3-27)$$

kde

Ar je Archimedovo číslo:

$$Ar = \frac{g \cdot B^3}{\nu_k^2} \cdot \frac{\rho_k - \rho_p}{\rho_k} \quad (-) \quad (3-28)$$

V literatúre je možné nájsť viacero empirických vzťahov na výpočet koeficienta prestupu tepla pri bublinkovom varení vody vo veľkom objeme.

Pre oblasť bublinkového varu pri atmosférickom tlaku odvodil Fritz nasledovné empirické vzťahy, pri tlaku $p = 10^5$ Pa:

$$\alpha = 1,573 \cdot \dot{q}^{0,75} \quad \text{alebo} \quad \alpha = 5,581 \cdot \Delta T^3 \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) \quad (3-29)$$

Pre oblasť varu v rozmedzí tlakov $p = (0,01 \text{ až } 15)$ MPa odvodil Fritz nasledovné empirické vzťahy:

$$\alpha = 0,646 \cdot \dot{q}^{0,72} \cdot p^{0,24} \quad \text{alebo} \quad \alpha = 0,21 \cdot \Delta T^{2,57} \cdot p^{0,857} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) \quad (3-30)$$

Do týchto vzťahov sa dosadzujú: $\dot{q}$ ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$); p (kPa); ΔT (K).

Blanový var

Strednú hodnotu Nusseltovho čísla $Nu = \alpha \cdot B / \lambda_p$ pri blanovom varení na guľových a valcových plochách je možné určiť z kritériálnej rovnice:

$$Nu = C \cdot \left[\frac{g \cdot (\rho_k - \rho_p) \cdot l'_v \cdot d^3}{\lambda_p \cdot \nu_p \cdot (T_s - T_{sat})} \right]^{0,25}, \quad (-) \quad (3-31)$$

pričom $l'_v = l_v + 0,8 \cdot C_p \cdot (T_t - T_{sat})$, $C = 0,62$ pre horizontálny valec a $C = 0,67$ pre guľu. Termofyzikálne vlastnosti pary sa určujú pri strednej teplote parnej blany $T_m = (T_s + T_{sat})/2$, ρ_k a l_v pri teplote nasýtenia.

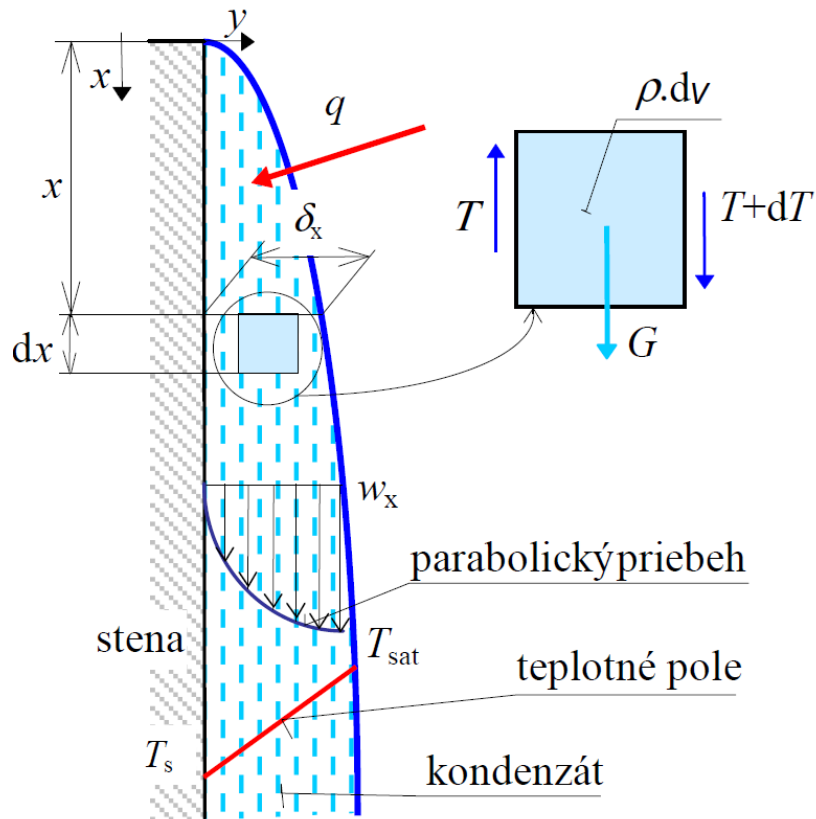
Pri blanovom varení je nevyhnutné zohľadniť taktiež vplyv žiarenia. Celkový koeficient prestupu tepla sa rovná súčtu koeficientu prestupu tepla konvekciou α_k a ekvivalentného koeficientu prestupu tepla žiarením α_z :

$$\alpha = \alpha_k + \frac{3}{4} \cdot \alpha_z, \quad \text{kde} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) \quad (3-32)$$

$$\alpha_z = \varepsilon \cdot \sigma_0 \cdot (T_s + T_{sat}) \cdot (T_s^2 + T_{sat}^2)$$

3.4 Prenos energie pri kondenzácii

Pri kondenzácii dochádza k fázovej premene pary (plynnej fázy) na kvapalinu. Kondenzácia sa vyskytuje v dvoch typoch. O homogénnej kondenzácii sa hovorí vtedy, ak sa kvapalná fáza vytvára priamo z podchladenej pary ďaleko od chladného povrchu (napr. hmla). Heterogénna kondenzácia vzniká priamo na chladnom povrchu, pričom môže byť kvapková (vyskytuje sa zriedkavo pri malej zmáčavosti stien) alebo blanová (na zmáčavých povrchoch). Na obr. 3.4 je znázornená kondenzácia na zvislej stene.



Obr. 3.4 Kondenzácia na zvislej stene
(Taraba, 2007)

Pri blanovej kondenzácii sýtej pary v podmienkach laminárneho prúdenia kondenzátu na zvislej rúrke závisí hrúbka stekajúcej blany kondenzátu od vzdialenosti x od horného okraja rúrky podľa vzťahu:

$$\delta_x = \left[\frac{4 \cdot \lambda_k \cdot \nu_k \cdot (T_{sat} - T_s) \cdot x}{g \cdot l_v \cdot (\rho_k - \rho_p)} \right]^{0,25} \quad (\text{m}) \quad (3-33)$$

Miestny súčiniteľ prestupu tepla:

$$\alpha_x = \frac{\lambda_k}{\delta_x} \quad (\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}) \quad (3-34)$$

Stredná hodnota súčiniteľa prestupu tepla:

$$\alpha = \frac{4}{3} \cdot \left[\frac{(\rho_k - \rho_p) \cdot g \cdot l_v \cdot \lambda_k^3}{4 \cdot \nu_k \cdot L \cdot (T_{sat} - T_s)} \right]^{0,25} \quad (\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}) \quad (3-35)$$

kde λ_k je súčiniteľ tepelnej vodivosti ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$); ν_k je kinematická viskozita kvapaliny ($\text{m}^2.\text{s}^{-1}$); ρ_k, ρ_p je hustota kvapaliny, resp. pary (kg.m^{-3}); l_v je výparné teplo (J.kg^{-1}); g je gravitačné zrýchlenie (m.s^{-2}); T_s je teplota steny (K); T_{sat} je teplota nasýtenia (K); L je charakteristický rozmer (m). Charakteristickou teplotou na určenie termofyzikálnych vlastností kvapaliny a pary je stredná teplota kondenzátu, t. j. $T_m = (T_s + T_{sat})/2$, výparné teplo sa určuje pri teplote nasýtenia T_{sat} .

V technickej praxi sa na výpočet koeficienta prestupu tepla pri blanovej kondenzácii používajú rôzne kritériálne rovnice, najčastejšie v tvare:

$$Nu = C \cdot (Ar \cdot Pr \cdot Ja)^n, \quad (-) \quad (3-36)$$

kde

Ar je Archimedovo číslo:

$$Ar = \frac{g \cdot L^3}{\nu_k^2} \cdot \frac{\rho_k - \rho_p}{\rho_k} \quad (-) \quad (3-37)$$

Pr je Prandtlovo číslo:

$$Pr = \frac{\nu_k}{a_k} \quad (-) \quad (3-38)$$

Ja je Jacobovo číslo (kondenzačné kritérium):

$$Ja = K = \frac{l_v}{c_k \cdot (T_{sat} - T_s)} \quad (-) \quad (3-39)$$

Pre blanovú kondenzáciu na rúrkach boli experimentálne získané nasledujúce tvary kritériálnej rovnice (3-36):

- pre kondenzáciu na vodorovnej rúrke – charakteristický rozmer $L = d$ (vonkajší priemer rúrky), pre $Ja \geq 10$:

$$Nu = 0,729 \cdot (Ar \cdot Pr \cdot Ja)^{0,25} \quad (-) \quad (3-40)$$

- pre kondenzáciu na zvislej rúrke – charakteristický rozmer $L = l$ (dĺžka rúrky), pre $Ja \geq 10$, $1 \leq Pr \leq 100$:

$$Nu = 1,13 \cdot (Ar \cdot Pr \cdot Ja)^{0,25} \quad (-) \quad (3-41)$$

Termofyzikálne parametre kvapaliny a pary sa dosádzajú do kritériálnych rovníc (3-40) a (3-41) pri strednej teplote kondenzátu, latentné teplo pri teplote nasýtenia.

3.5 Prenos energie žiarením (sálaním)

Na rozdiel od prenosu tepla vedením a prúdením nie je pri prenose tepla žiarením požadovaný vzájomný bezprostredný kontakt telies, resp. médií, ktoré si vymieňajú energiu. Sálanie je jediným spôsobom prenosu tepla vo vákuu.

Všetky látky vyžarujú energiu vo forme elektromagnetického vlnenia (vlnová teória) alebo vo forme kvánt – fotónov (kvantová teória), ktoré sa vo vákuu šíria rýchlosťou svetla. Po dopade elektromagnetického vlnenia (fotónu) na druhé teleso sa môže časť vlnenia (fotón) pohltiť, pričom dochádza k zmene energie elektromagnetického vlnenia (fotónu) na energiu tepelnú.

Základné pojmy žiarenia

Žiarivý tok ϕ_e je výkon prenášaný elektromagnetickým žiarením, resp. celkové množstvo energie vyžiarené plochou A za jednotku času.

$$\phi_e = \frac{dE_e}{dt} \quad (W) \quad (3-42)$$

Plošná hustota žiarivého toku φ_e je daná podielom žiarivého toku prechádzajúceho kolmo elementárnou plochou a veľkosti tejto plochy.

$$\varphi_e = \frac{d\phi_e}{dA} \quad (W \cdot m^{-2}) \quad (3-43)$$

Vyžarovanie (intenzita vyžarovania) M_e sa rovná podielu žiarivého toku, ktorý vychádza z elementárnej plochy dA povrchu zdroja žiarenia a veľkosti tejto plochy. Udáva vlastne hustotu tepelného toku žiarením $\dot{q}$ v celom rozsahu vlnových dĺžok.

$$M_e = \dot{q} = \frac{d\phi_e}{dA} \quad (W \cdot m^{-2}) \quad (3-44)$$

Spektrálna hustota vyžarovania $M_{e\lambda}$ je energia vyžiarená jednotkovou plochou za jednotku času v rozsahu vlnových dĺžok $(\lambda, \lambda + d\lambda)$, t. j., vyjadruje spektrálne zloženie vyžarovania podľa vlnovej dĺžky.

$$M_{e\lambda} = \frac{dM_e}{d\lambda} \quad (\text{W.m}^{-3}) \quad (3-45)$$

Planckov vyžarovací zákon udáva spektrálnu hustotu vyžarovania dokonale čierneho telesa, t. j. hustotu tepelného toku žiarením v rozmedzí vlnových dĺžok $(\lambda, \lambda + d\lambda)$, pre dokonale čierne teleso:

$$\begin{aligned} M_{e\lambda,0} = \dot{q}_{\lambda,0} = f(\lambda, T) &= \frac{\alpha \cdot c^2}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{\alpha \cdot c}{k \cdot \lambda \cdot T}} - 1} \\ &= \frac{c_1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} - 1}, \end{aligned} \quad (\text{W.m}^{-3}) \quad (3-46)$$

kde k je Boltzmannova konštanta, $k = (1,380662 \pm 0,000044) \cdot 10^{-23} \text{ J.K}^{-1}$; c_1 je prvá konštanta vyžarovacieho zákona, $c_1 = (3,741832 \pm 0,000020) \cdot 10^{-16} \text{ W.m}^2$; c_2 je druhá konštanta vyžarovacieho zákona, $c_2 = (1,438786 \pm 0,000045) \cdot 10^{-2} \text{ m.K}$.

Wienov posunovací zákon charakterizuje vlnovú dĺžku, pre ktorú pri danej povrchovej teplote žiari teleso najintenzívnejšie, t. j. keď spektrálna hustota vyžarovania dokonale čierneho telesa $M_{e\lambda,0}$ dosahuje pri danej teplote maximum: ($b = 0,28978213 \cdot 10^{-2} \text{ m.K}$).

$$\lambda_{max} = \frac{b}{T} \quad (\text{m}) \quad (3-47)$$

Stefanov-Boltzmannov zákon udáva intenzitu vyžarovania dokonale čierneho telesa, t. j. hustotu tepelného toku žiarením v celom rozsahu vlnových dĺžok pre $\lambda \in <0, \infty>$:

$$M_{e0} = \dot{q}_0 = \int_{\lambda=0}^{\infty} M_{e\lambda,0} d\lambda = \frac{6,494 \cdot c_1 \cdot T^4}{c_2^4} = \sigma_0 \cdot T^4, \quad (\text{W.m}^{-2}) \quad (3-48)$$

kde σ_0 je Stefanova-Boltzmannova konštanta, $\sigma_0 = (5,67032 \pm 0,00071) \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$; T je termodynamická teplota povrchu telesa (K).

V technickej praxi sa používa Stefanov-Boltzmannov zákon v tvare:

Pre dokonale čierne telesá:

$$M_{e0} = \dot{q}_0 = C_0 \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (\text{W.m}^{-2}) \quad (3-49)$$

Pre sivé telesá:

$$M_{e0} = \dot{q}_0 = C \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4 = \varepsilon \cdot C_0 \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (\text{W.m}^{-2}) \quad (3-50)$$

kde C_0 je koeficient žiarenia dokonale čierneho telesa, $C_0 = \sigma_0 \cdot 10^8 = 5,67 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$; C je koeficient žiarenia sivého telesa; ε je emisivita (pomerná žiarivosť), $\varepsilon = C/C_0$.

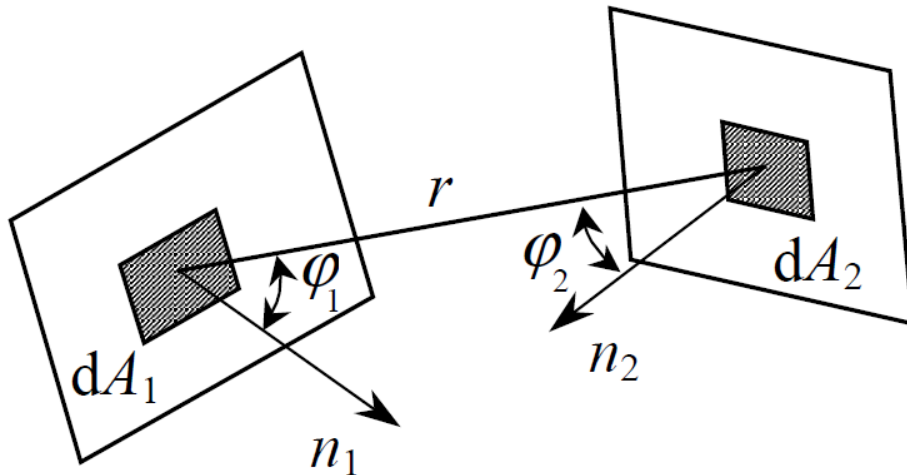
Výmena tepla žiarením medzi plochami všeobecne situovanými v priestore

Žiarivý tok ϕ_{12} medzi plochami A_1 a A_2 (obr. 3.5) s povrchovými teplotami T_1 , T_2 a emisivitami ε_1 , ε_2 , ktoré sú všeobecne situované v priestore a určia z nasledujúceho vzťahu:

$$\phi_{12} = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot C_0 \cdot A_r \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi_{12}, \quad (\text{W}) \quad (3-51)$$

kde A_r je referenčná plocha (A_1 alebo A_2); φ_{12} je uhlový koeficient ožiarenia:

$$\phi_{12} = \frac{1}{A_r} \int_{A_1} dA_1 \int_{A_2} \frac{\cos \varphi_1 \cdot \cos \varphi_2}{\pi \cdot r^2} dA_2 \quad (-) \quad (3-52)$$



Obr. 3.5 Žiarivý tok ϕ_{12} medzi plochami A_1 a A_2
(Taraba, 2007)

Výmena tepla žiarením medzi dvoma nekonečne dlhými rovnobežnými stenami

Hustotu tepelného toku žiarením (výslednú intenzitu vyžarovania) $\dot{q}_{12}$ ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$) medzi nekonečne dlhými rovnobežnými stenami s teplotami T_1 , T_2 (K) a emisivitami ε_1 , ε_2 , je možné stanoviť z nasledujúceho vzťahu:

$$\dot{q}_{12} = \varepsilon_{12} \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2}) \quad (3-53)$$

kde ε_{12} je tzv. výsledná emisivita

$$\varepsilon_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (-) \quad (3-54)$$

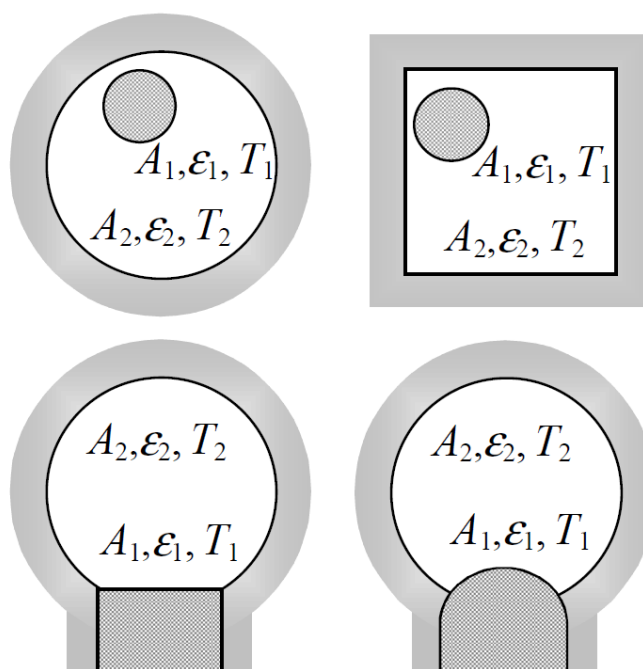
Výmena tepla žiarením medzi dvoma plochami tvoriacimi uzavretú sústavu

Žiarivý tok ϕ_{12} (W) medzi plochami A_1 a A_2 tvoriacimi uzavretú sústavu, t. j. keď teleso s plochou A_2 obklopuje druhé teleso s konvexným povrchom A_1 (obr. 3.6), sa stanoví z nasledujúceho vzťahu:

$$\phi_{12} = \dot{q}_{12} \cdot A_1 = \varepsilon_{12} \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot A_1, \quad (W) \quad (3-55)$$

kde ε_{12} je tzv. výsledná emisivita

$$\varepsilon_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)} \quad (-) \quad (3-56)$$



Obr. 3.6 Žiarivý tok ϕ_{12} medzi plochami A_1 a A_2 tvoriacimi uzavretú sústavu (Taraba, 2007)

V praxi sa pomerne často vyskytujú dva *limitné prípady*:

- 1) Ak sa veľkosti plôch A_1 a A_2 približne rovnajú, potom $A_1/A_2 = 1$ a vzťah (3-56) pre výpočet výslednej emisivity prechádza do tvaru (3-54).

- 2) Ak je plocha A_2 podstatne väčšia ako plocha A_1 ($A_2 \gg A_1$), potom pomer $A_1/A_2 \rightarrow 0$ a výsledná emisivita sa rovná emisivite obklopeného (menšieho) telesa $\varepsilon_{12} = \varepsilon_1$.

Znižovanie strát žiarením – radiačné štíty

Na znižovanie strát žiarením sa v praxi okrem aplikácie materiálov a náterov s vysokou odrazivosťou používajú tieniace plochy, tzv. *radiačné štíty* (index S), (obr. 3.7). Žiarivý tok ϕ_{12} (W) sa môže potom počítať zo vzťahu (3-55), pričom za výslednú emisivitu ε_{12} sa dosadí hodnota ε_{12S} , ktorú je možné určiť z nasledujúcich vzťahoch:

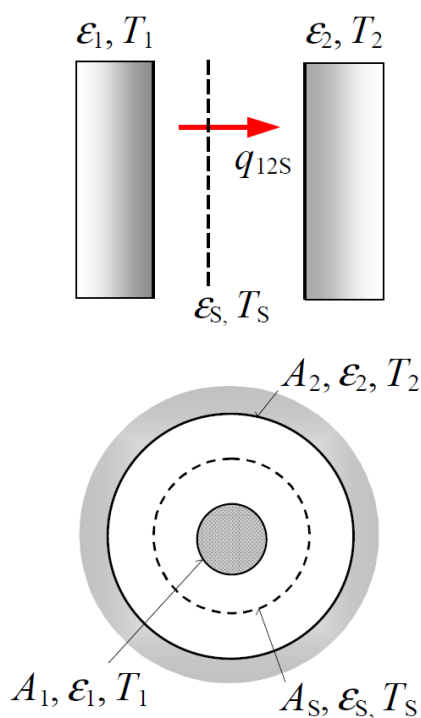
- pre n tieniacich rovinných plôch

$$\varepsilon_{12S} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 + \sum_{i=1}^n \left(\frac{2}{\varepsilon_S} - 1 \right)} \quad (-) \quad (3-57)$$

- pre valcovú tieniacu plochu

$$\varepsilon_{12S} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) + \frac{A_1}{A_S} \cdot \left(\frac{2}{\varepsilon_S} - 1 \right)} \quad (-) \quad (3-58)$$

kde ε_S je emisivita tieniacich plôch.



Obr. 3.7 Radiačné štíty
(Taraba, 2007)

Redukovaný koeficient prestupu tepla žiarením

Redukovaný (ekvivalentný) koeficient prestupu tepla žiarením až sa používa pri analýze niektorých teplotných javov, keď je potrebné zohľadniť prenos tepla konvekciou aj žiarením:

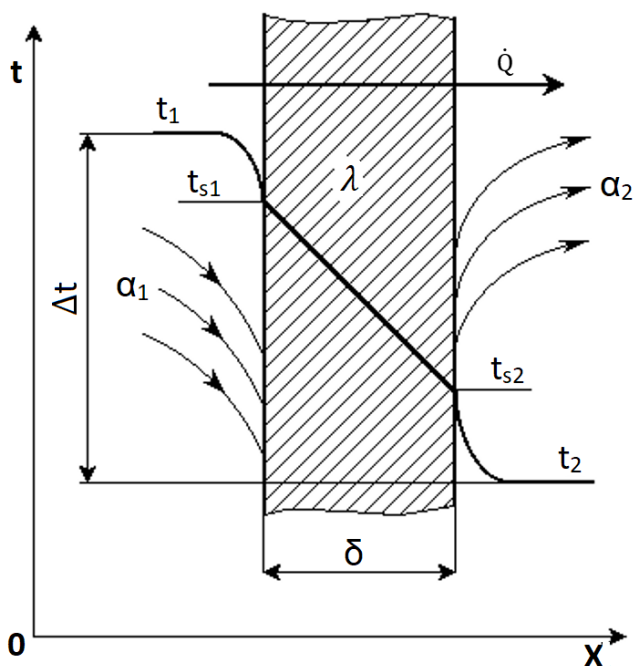
$$\alpha_{\dot{z}} = \frac{\dot{q}_{\dot{z}}}{T_1 - T_2} = \frac{\varepsilon_{12} \cdot \sigma_0 \cdot (T_1^4 - T_2^4)}{T_1 - T_2} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) \quad (3-59)$$
$$= \varepsilon_{12} \cdot \sigma_0 \cdot (T_1^2 + T_2^2) \cdot (T_1 + T_2)$$

4. PRECHOD TEPLA CEZ JEDNODUCHÚ A ZLOŽENÚ STENU VO VÝMENNÍKOCH TEPLA

Prechodom tepla sa rozumie prenos tepla medzi tekutinami cez stenu, ktorá ich oddeľuje. V klimatizačnej technike ide najmä o prechod tepla z vody, pary, prípadne zo spalín do vzduchu cez rúrky ohrievača, zo vzduchu do chladiacej látky cez rúrky chladiča, z kondenzujúcich pár chladiva do vzduchu, prípadne z vody cez rúrky kondenzátora, atď. Základné prechody sa uvažuje *rovinnou* a *valcovou stenou*.

4.1 Rovinná stena

Prechod tepla rovinnou stenou sa skladá z troch čiastkových procesov (obr. 4.1).



Obr. 4.1 Priebeh teplôt v tekutinách a v rovinatej stene pri prechode tepla (Ferstl, 2011)

- 1) Prestup tepla konvekciou z ochladzovanej (ohrievajúcej) tekutiny na povrch steny (býva sprevádzaný i vedením, príp. sálaním),

→ *prestup tepla z ochladzovanej tekutiny na povrch steny*

$$\dot{Q} = \alpha_1 \cdot S \cdot (t_1 - t_{s1}) \quad (\text{W}) \quad (4-1)$$

- 2) Prenos tepla vedením z teplejšieho povrchu steny na chladnejší (pri šírení tepla v pórovitých látkach je sprevádzaný konvekciou i sálaním v póroch),

→ vedenie tepla stenou z jedného povrchu steny na druhý

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot S \cdot (t_{s1} - t_{s2}) \quad (\text{W}) \quad (4-2)$$

- 3) Prestup tepla konvekciou z chladnejšieho povrchu steny do chladiacej (ohrievanej) tekutiny,

→ prestup tepla z druhého povrchu steny do ohrievanej tekutiny

$$\dot{Q} = \alpha_2 \cdot S \cdot (t_{s2} - t_2) \quad (\text{W}) \quad (4-3)$$

Separovaním teplotných rozdielov zo vzťahov (4-1, 4-2 a 4-3) ich sčítaním a úpravou sa dosiahne *vzťah prechodu tepla jednoduchou rovinnou stenou*:

$$\dot{Q} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \cdot S \cdot (t_1 - t_2) \quad (\text{W}) \quad (4-4)$$

Zlomok vo vzťahu (4-4) vyjadruje *súčiniteľ (koeficient) prechodu tepla rovinatej steny*:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}) \quad (4-5)$$

Prostredníctvom súčiniteľa (koeficientu) prechodu tepla sa vzťah (4-4) dá napísať v nasledujúcom tvare:

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot (t_1 - t_2) = k \cdot S \cdot \Delta t \quad (\text{W}) \quad (4-6)$$

a *hustota tepelného toku* sa dá vyjadriť nasledujúcim vzťahom:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{S} = k \cdot (t_1 - t_2) = k \cdot \Delta t \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2}) \quad (4-7)$$

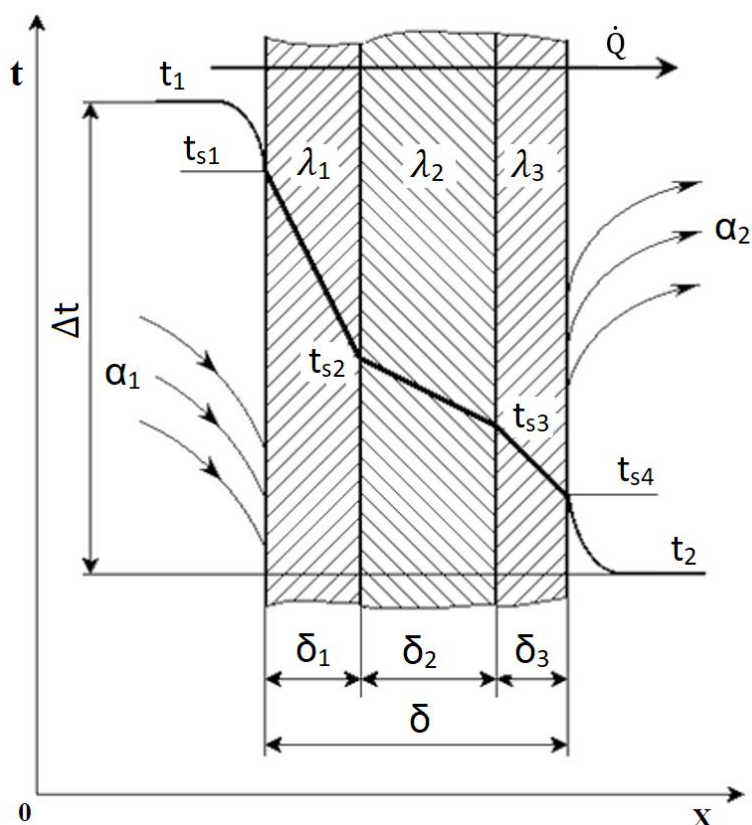
Tabuľka 4.1 Reprezentatívne hodnoty k pre výmenník tepla (Kabát, 2000)

Tekutiny vo výmenníku tepla	k (W.m².K⁻¹)
voda – olej	850 – 1 700
voda – olej	100 – 350
ohrievače vody	1 000 – 8 500
vodná para – ľahký vykurovací olej	200 – 400
kondenzátory vodných pár	1 000 – 6 000
kondenzátory čpavku/vodou chladené/	800 – 1 400

Pokrač. tab. 4.1 Reprezentatívne hodnoty k pre výmenník tepla (Kabát, 2000)

Tekutiny vo výmenníku tepla	k ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)
kondenzátory alkoholu /vodou chladené/	250 – 700
plyn – plyn	10 – 40
voda – vzduch/rebrá na strane vzduchu/ vztiahnuté na plochu strany vzduchu	30 – 60
vodná para – vzduch, rebrá na strane vzduchu, vztiahnuté na plochu na strane vzduchu	30 – 300

Súčiniteľ prechodu tepla k vyjadruje tepelný tok (W), ktorý prechádza z jednej tekutiny do druhej plochou steny 1 m^2 pri rozdiel teplôt tekutín 1 K . Reprezentatívne hodnoty k pre výmenník tepla sú znázornené v tabuľke 4.1. Na obr. 4.2 je znázornený priebeh teploty v tekutinách a vo viacvrstvovej rovinnej stene pri prechode tepla.



Obr. 4.2 Priebeh teploty v tekutinách a vo viacvrstvovej rovinnej stene pri prechode tepla (Ferstl, 2011)

Súčinitele prestupu tepla α_1 a α_2 zahŕňajú súčinitele prestupu tepla konvekciou α_k a sálaním α_s .

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_s \quad (\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}) \quad (4-8)$$

Recipročná hodnota súčiniteľa prechodu tepla k :

$$R_t = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (\text{m}^2 \cdot \text{K/W}) \quad (4-9)$$

je celkový tepelný odpor rovinnej steny proti prechodu tepla. Veličiny $1/\alpha_1$ a $1/\alpha_2$ sú jej vonkajšie tepelné odpory a veličina δ/λ je jej vnútorný tepelný odpor.

Zanedbaním vnútorného odporu steny (pri kovovej stene s malou hrúbkou a veľkou tepelnou vodivosťou, napr. z medi, hliníka) sa vzťah (4-5) zjednoduší na tvar:

$$k \cong \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) \quad (4-10)$$

Pri prechode tepla rovinnou stenou zloženou z viac vrstiev (obr. 4.2), sa do zlomku vo vzťahu (4-4) dosadzuje súčet tepelných odporov všetkých vrstiev:

$$\dot{Q} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \cdot S \cdot (t_1 - t_2) \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) \quad (4-11)$$

Zlomok vyjadruje súčiniteľ prechodu tepla zloženej rovinnej steny:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) \quad (4-12)$$

Celkový tepelný odpor zloženej rovinnej steny proti prechodu tepla potom je:

$$R_t = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (\text{m}^2 \cdot \text{K/W}) \quad (4-13)$$

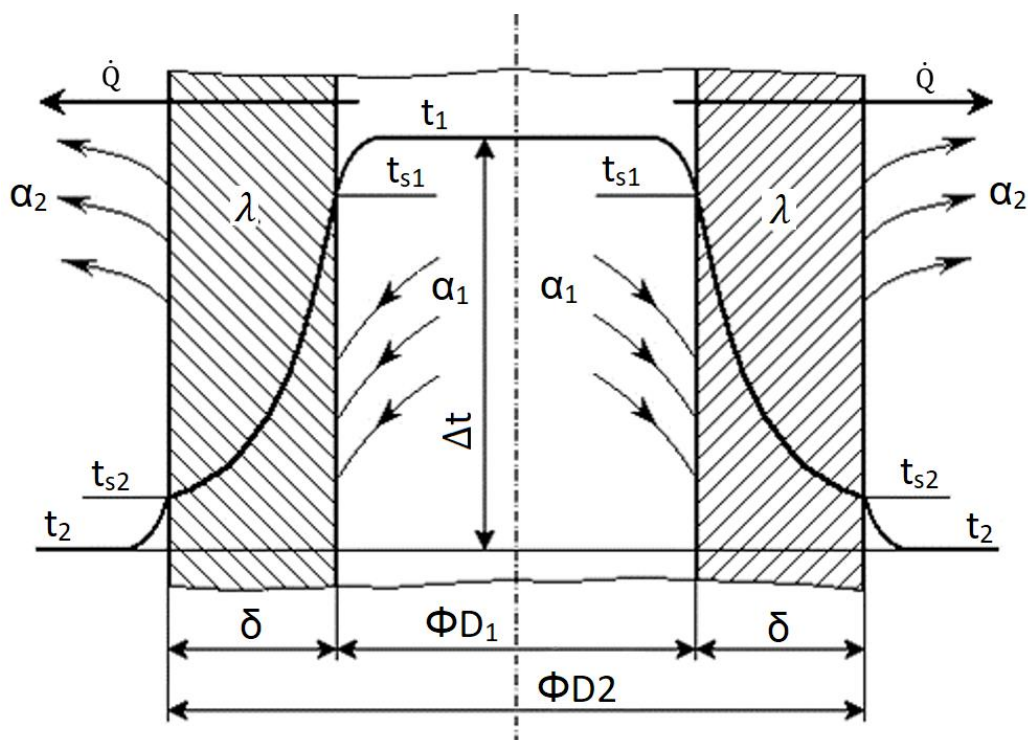
Pri známom tepelnom toku $\dot{Q}$ a známych hodnotách α_1 a α_2 , príp. pri známej hodnote k sa povrchové teploty rovinnej steny dajú určiť z nasledujúcich vzťahoch:

$$t_{s1} = t_1 - \frac{\dot{Q}}{\alpha_1 \cdot S} = t_1 - \frac{\dot{q}}{\alpha_1} = t_1 - \frac{k}{\alpha_1} (t_1 - t_2) \quad (^\circ\text{C}) \quad (4-14)$$

$$t_{s2} = t_2 + \frac{\dot{Q}}{\alpha_2 \cdot S} = t_2 + \frac{\dot{q}}{\alpha_2} = t_2 + \frac{k}{\alpha_2} (t_1 - t_2) \quad (^\circ\text{C}) \quad (4-15)$$

4.2 Valcová stena

Ak sa uvažuje stacionárny prenos tepla z tekutiny s teplotou t_1 do tekutiny s teplotou t_2 cez valcovú homogénnu stenu (rúru) s tepelnou vodivosťou λ , súčiniteľ prestupu tepla na jej teplejšom povrchu je α_1 a na chladnejšom α_2 (obr. 4.3).



Obr. 4.3 Priebeh teplôt v tekutinách a vo valcovej stene pri prechode tepla (Ferstl, 2011)

Všetky koncentrické valcové plochy v stene s priemerom $\varnothing D$ a s plochou $S = \pi \cdot D \cdot L$ sú izotermické. Tepelný tok stenou možno vyjadriť dvomi vzťahmi prestupu tepla a jedným vzťahom vedenia tepla:

→ tepelný tok konvekciou z tekutiny t_1 na povrch steny s teplotou t_{s1}

$$\dot{Q} = \alpha_1 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot L \cdot (t_1 - t_{s1}) \quad (\text{W}) \quad (4-16)$$

→ tepelný tok vedením valcovou stenou

$$\dot{Q} = \frac{\pi \cdot L}{\frac{1}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{D_2}{D_1}} \cdot (t_{s1} - t_{s2}) \quad (\text{W}) \quad (4-17)$$

→ tepelný tok konvekciou z povrchu steny t_{s2} do tekutiny s teplotou t_2 prípadne i sálaním z tohto povrchu na povrchy v okolí

$$\dot{Q} = \alpha_2 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot L \cdot (t_{s2} - t_2) \quad (\text{W}) \quad (4-18)$$

Separovaním teplotných rozdielov a ich sčítaním sa dosiahne nasledujúci vzťah:

$$\dot{Q} = \frac{\pi \cdot L \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot D_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{D_2}{D_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot D_2}} \quad (\text{W}) \quad (4-19)$$

Zlomok je *lineárny súčiniteľ prechodu tepla* k_l *jednoduchej valcovej steny*:

$$k_l = \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot D_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{D_2}{D_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot D_2} \right)^{-1} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}) \quad (4-20)$$

Pri prechode tepla *valcovou stenou zloženou z n vrstiev* je zodpovedajúci *lineárny súčiniteľ prechodu tepla*:

$$k_l = \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot D_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \left(\frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \ln \frac{D_{i+1}}{D_i} \right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot D_{n+1}} \right)^{-1} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}) \quad (4-21)$$

Lineárny súčiniteľ prechodu tepla k_l vyjadruje tepelný tok (W), ktorý prechádza medzi tekutinami cez stenu dutého valca (rúry) dĺžky 1 m pri rozdiel teplot tekutín 1 K.

Recipročná hodnota k_l je *celkový lineárny tepelný odpor zloženej valcovej steny*:

$$R_{tl} = \frac{1}{k_l} = \frac{1}{\alpha_1 \cdot D_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \left(\frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \ln \frac{D_{i+1}}{D_i} \right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot D_{n+1}} \quad (\text{m} \cdot \text{K} / \text{W}) \quad (4-22)$$

Výrazy $(\alpha_1 \cdot D_1)^{-1}$ a $(\alpha_2 \cdot D_{n+1})^{-1}$ sú vonkajšie tepelné odpory a výraz v zátvorke za znamienkom sumácie je vnútorný tepelný odpor valcovej steny zloženej z n vrstiev.

Lineárna hustota tepelného toku je tepelný tok, ktorý prechádza jednoduchou alebo zloženou koncentrickou valcovou stenou (rúrou) pripadajúci na 1 m dĺžky tejto steny:

$$\dot{q}_l = \frac{\dot{Q}}{L} = \pi \cdot k_l \cdot (t_1 - t_2) \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-1}) \quad (4-23)$$

Zavedením lineárneho súčiniteľa prechodu tepla vzťahom (4-20), príp. (4-21) sa vzťah *prechodu tepla valcovou stenou* zvykne uvádzať nasledujúcim vzťahom:

$$\dot{Q} = \pi \cdot k_l \cdot L \cdot (t_1 - t_2) \quad (\text{W}) \quad (4-24)$$

Hustota tepelného toku vztiahnutá na vnútorný, príp. vonkajší povrch dutého valca sa určuje z nasledujúcich vzťahov:

$$\dot{q}_1 = \frac{\dot{Q}}{S} \cdot \frac{\dot{Q}}{\pi \cdot D_1 \cdot L} = \frac{k_l}{D_1} \cdot (t_1 - t_2) \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2}) \quad (4-25)$$

$$\dot{q}_2 = \frac{\dot{Q}}{S} \cdot \frac{\dot{Q}}{\pi \cdot D_2 \cdot L} = \frac{k_l}{D_2} \cdot (t_1 - t_2) \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2}) \quad (4-26)$$

Teplotné rozdiely medzi tekutinami a priliehlymi povrchmi steny sú:

$$\Delta t_1 = \frac{\dot{Q}}{\alpha_1 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot L} = \frac{\dot{q}_l}{\alpha_1 \cdot \pi \cdot D_1} = \frac{\dot{q}_1}{\alpha_1} = \frac{k_l \cdot (t_1 - t_2)}{\alpha_1 \cdot D_1} \quad (\text{K}) \quad (4-27)$$

$$\Delta t_2 = \frac{\dot{Q}}{\alpha_2 \cdot \pi \cdot D_{n+1} \cdot L} = \frac{\dot{q}_l}{\alpha_2 \cdot \pi \cdot D_{n+1}} = \frac{\dot{q}_2}{\alpha_2} = \frac{k_l \cdot (t_1 - t_2)}{\alpha_2 \cdot D_{n+1}} \quad (\text{K}) \quad (4-28)$$

Teploty vnútorného a vonkajšieho povrchu steny, ak je valcová stena zložená z viacerých vrstiev (obr. 4.4), a sú dané nasledujúcimi vzťahmi:

$$t_{s1} = t_1 - \Delta t_1 \quad (^\circ\text{C}) \quad (4-29)$$

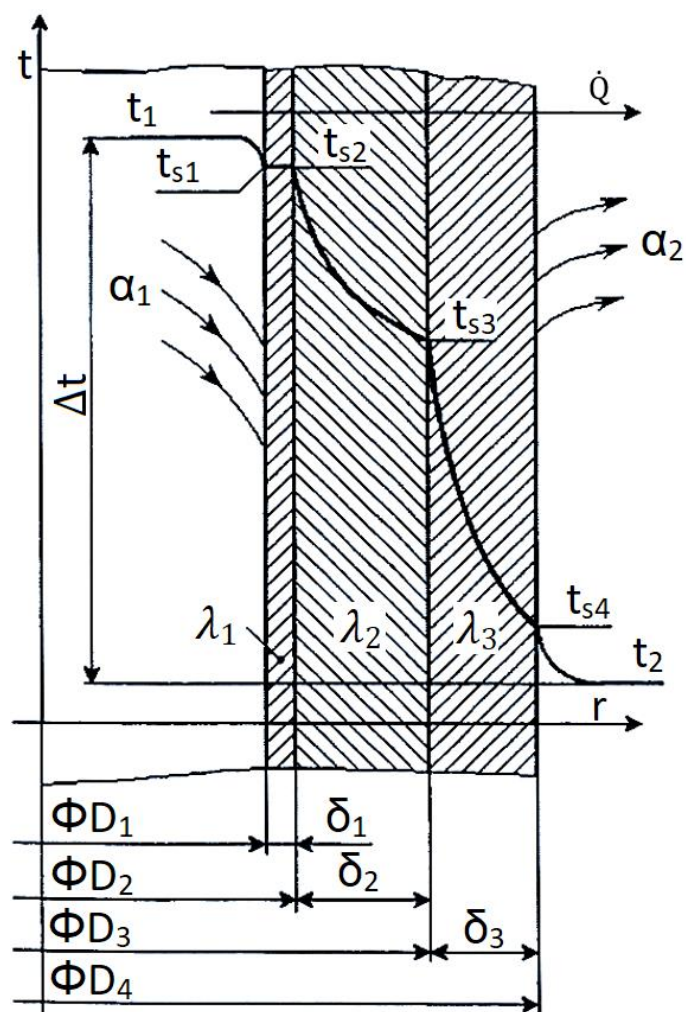
$$t_{s(n+1)} = t_2 - \Delta t_2 \quad (^\circ\text{C}) \quad (4-30)$$

Teploty v styku vrstiev zloženej steny:

$$t_{s2} = t_{s1} - \frac{\dot{q}_l}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_1} \ln \frac{D_2}{D_1} \quad (^\circ\text{C}) \quad (4-31)$$

$$t_{s3} = t_{s2} - \frac{\dot{q}_l}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_2} \ln \frac{D_3}{D_2} \dots \quad (^\circ\text{C}) \quad (4-32)$$

$$t_{s(i+1)} = t_1 - \frac{\dot{q}_l}{\pi} \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot D_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \ln \frac{D_{i+1}}{D_i} \right) \quad (^\circ\text{C}) \quad (4-33)$$



Obr. 4.4 Priebeh teploty v tekutinách a v zloženej dutej stene (napríklad v tepelne izolovanej rúre) pri prechode tepla (Ferstl, 2011)

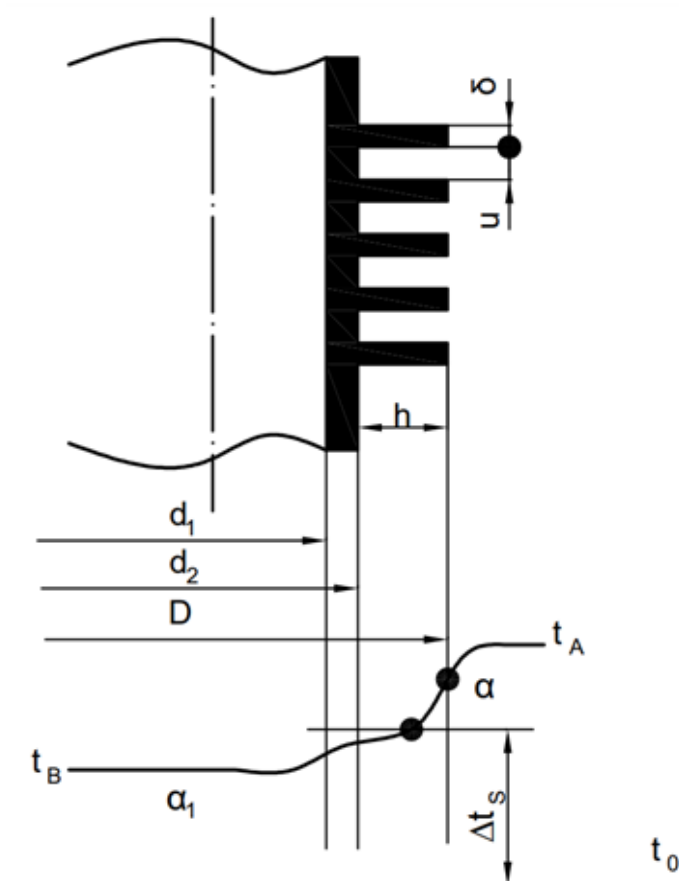
V prípadoch, keď jedna z pracovných látok má výrazne menší súčiniteľ prestupu tepla ako druhá pracovná látka používajú sa **rebrové rúrky**. Zväčšením výhrevnej plochy pomocou rebier zo strany nižšieho súčiniteľa prestupu tepla sa zvýši tepelný tok.

U rebrovaných výmenníkov tepla prúdi zvyčajne vnútri rúriek voda alebo para a na vonkajšej rebrovanej strane prúdi vzduch alebo spaliny.

Pri rebrovaní je snaha splniť podmienku:

$$\alpha_1 \cdot S_1 = \alpha_2 \cdot S_2 \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-1}) \quad (4-34)$$

Pomer rebrovaného povrchu S_2 k hladkému povrchu S_1 sa nazýva súčiniteľom rebrovania. Na obr. 4.5 je znázornená schéma priečne rebrovanej rúrky.



Obr. 4.5 Schéma rebrovanej rúrky a priebeh teplôt
(Baláš, 2013)

Celková plocha S na rebrovanej strane výmenníka na 1 m rúrky je súčet plochy rebra S_{rebra} a rúrky $S_{rúrky}$.

$$S = S_{rebra} + S_{rúrky} \quad (\text{m}^2) \quad (4-35)$$

Súčiniteľ prechodu tepla, vzťahnutý k celkovej ploche S :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}} + \frac{S}{S_1} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_{tj}}{\lambda_{tj}} \right)}, \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) \quad (4-36)$$

kde $\bar{\alpha}$ je stredný zdanlivý súčiniteľ prestupu tepla, vzťahnutý na celkovú plochu S ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$); $S_1 = \pi \cdot d_1$ je vnútorná teplovýmenná plocha rúrky, vzťahnutá na 1 m rúrky (m^2); α_1 je súčiniteľ prestupu tepla v rúrke ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$); δ_{tj} je hrúbka jednotlivých vrstiev, z ktorých sa skladá rúrka (m); λ_{tj} je súčiniteľ tepelnej vodivosti jednotlivých vrstiev stien rúrky ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$).

Stredný zdanlivý súčiniteľ prestupu tepla, vzťahnutý na celkovú plochu S je daný nasledujúcim vzťahom:

$$\bar{\alpha} = \alpha \cdot \frac{S_{rebra}}{S} \cdot \left(\eta_{rebra} + \frac{S_{rúrky}}{S_{rebra}} \right), \quad (\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}) \quad (4-37)$$

kde α je súčiniteľ prestupu tepla na ekvivalentnom priemere rebra ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$); η_{rebra} je účinnosť rebra (-).

$$d_e = \frac{S_{rúrky} \cdot d_2 + S_{rebra} \cdot \sqrt{\frac{S_{rebra}}{2 \cdot n_{rebra}}}}{S} \quad (\text{m}) \quad (4-38)$$

Vo vzťahu (4-38), n_{rebra} je počet rebier na 1 m rúrky (-).

Pre tento ekvivalentný priemer rebra d_e a vlastnosti tekutiny na vnútornom priemere, sa vypočíta Reynoldsovo, Prandtlovo a Nusseltovo číslo, a z neho súčiniteľ prestupu tepla na ekvivalentnom priemere rebra.

Účinnosť rebra je definovaná nasledujúcim vzťahom:

$$\eta_{rebra} = \frac{tgh \cdot (\beta \cdot h')}{\beta \cdot h'} \quad (-) \quad (4-39)$$

Vo vzťahu (4-39) je:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha}{\lambda_{rebra} \cdot \delta_{rebra}}}, \quad (-) \quad (4-40)$$

kde h' je ekvivalentná výška rebra (m).

U kruhového rebra:

$$h' = \frac{D - d_2}{2} \cdot \left(1 + 0,35 \ln \frac{D}{d_2} \right) \quad (\text{m}) \quad (4-41)$$

U súčasných výmenníkov tepla býva na 1 m rúrky 200 – 400 rebier s výškou 1 – 50 mm. Aby malo využitie rebier u výmenníkov tepla zmysel, musí byť tepelná účinnosť rebier čo najvyššia.

5. METÓDY VÝPOČTU VÝMENNÍKA TEPLA

ROVNICE TEPELNEJ BILANCIE A VÝMENY TEPLA

Základom tepelného výpočtu sú dve rovnice, a to *rovnica tepelnej bilancie* a *rovnica výmeny tepla*.

Porovnaním týchto dvoch rovníc pri projektovom výpočte je hľadanou veličinou – veľkosť výhrevnej plochy a pri kontrolnom výpočte – parametre pracovných látok.

Ravnica tepelnej bilancie

$$\dot{Q}_b = M_1 \cdot c_1 \cdot (t_{11} - t_{12}) \cdot \eta = M_2 \cdot c_2 \cdot (t_{22} - t_{21}), \quad (\text{kW}) \quad (5-1)$$

kde t_{11} , t_{12} je teplota ohrievacej látky na vstupe a výstupe ($^{\circ}\text{C}$); t_{21} , t_{22} je teplota ohrievanej látky na vstupe a výstupe ($^{\circ}\text{C}$); M_1 , M_2 je hmotnostný tok ohrievacej a ohrievanej látky ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$); c_1 , c_2 je stredná tepelná kapacita pri konštantnom tlaku ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$); η je tepelná účinnosť výmenníka, priradzuje sa v bilančnej rovnici na stranu ohrievacej látky ($\eta = 0,98 - 0,999$), v praktických výpočtoch sa väčšinou účinnosť výmenníkov neuvažuje.

Ravnica výmeny tepla

$$\dot{Q}_k = k \cdot S \cdot \Delta t, \quad (\text{W}) \quad (5-2)$$

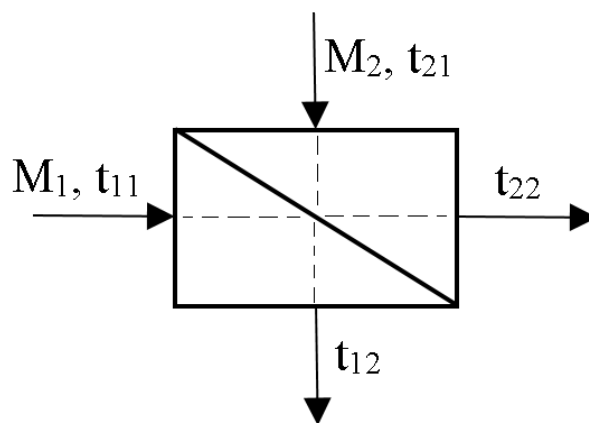
kde k je súčiniteľ prechodu tepla ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$); S je veľkosť teplovýmennej výhrevnej plochy (m^2); Δt je stredný teplotný spád ($^{\circ}\text{C}$).

Porovnaním týchto rovníc sa dostane základná rovnica pre návrh výmenníka tepla, za ktorou hľadaná veličina je:

Veľkosť výhrevnej plochy:

$$\dot{Q}_b = \dot{Q}_k \Rightarrow S = \frac{\dot{Q}_b \cdot 10^3}{k \cdot \Delta t} \quad (\text{m}^2) \quad (5-3)$$

Na obr. 5.1 je schematické znázornený výmenník tepla (prvý index označuje charakter pracovnej látky: 1 – ohrievacia látka, 2 – ohrievaná látka a druhý index hodnoty na koncoch: 1 – vstupný, 2 – výstupný).



Obr. 5.1 Schéma výmenníka tepla
(Baláš, 2013)

Matematické vyjadrenie rovnice tepelnej bilancie súvisí s druhom použitých teplovýmenných látok.

Pre vodnú paru a tlakovú vodu:

$$\dot{Q}_b = M \cdot (i_1 - i_2), \quad (\text{kW}) \quad (5-4)$$

kde Δi je rozdiel entalpie média vo výmenníku tepla ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$).

Pri kondenzácii sýtej pary:

$$\dot{Q}_b = M \cdot (i'' - i_k), \quad (\text{kW}) \quad (5-5)$$

kde i'' je entalpia sýtej pary ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$); i_k je entalpia kondenzátu ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$).

Pre výmenníky s fázovou zmenou pri oboch médiách pri uvažovaní tepelnej účinnosti výmenníka tepla:

$$\dot{Q}_b = M_1 \cdot (i_{11} - i_k) \cdot \eta = M_2 \cdot (i_{22} - i_{nv}), \quad (\text{kW}) \quad (5-6)$$

kde i_{nv} je rozdiel napájacej vody ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$).

Pre spaliny pri použití Is-t diagramu spalín:

$$\dot{Q}_b = V_{sp} \cdot c_{sp} \cdot (t_{sp1} - t_{sp2}) \cdot \varphi, \quad (\text{kW}) \quad (5-7)$$

kde φ je súčiniteľ využitia tepla (tepelná účinnosť daného výmenníka tepla z tepelných strát do okolia) (-); V_{sp} je množstvo spalín pri normálnych podmienkach ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$); c_{sp} je stredná merná tepelná kapacita spalín pri konštantnom tlaku pri normálnych podmienkach v rozsahu príslušných teplôt ($\text{kJ} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{K}^{-1}$); t_{sp1} , t_{sp2} je teplota pred a za výmenníkom ($^{\circ}\text{C}$).

Pre vzduch ako ohrievanú látku:

$$\dot{Q}_b = V_{vz} \cdot c_{vz} \cdot (t_{22} - t_{21}), \quad (\text{kW}) \quad (5-8)$$

kde V_{vz} je množstvo vzduchu pri normálnych podmienkach ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$); c_{vz} je stredná merná tepelná kapacita vzduchu pri konštantnom tlaku pri normálnych podmienkach v rozsahu príslušných teplôt ($\text{kJ} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{K}^{-1}$).

Zavedením vodnej hodnoty (ekvivalenty) prúdu (niekedy označované ako C):

$$C = W = M \cdot c = w \cdot \rho \cdot f \cdot c = V \cdot \rho \cdot c, \quad (\text{kW} \cdot \text{K}^{-1}) \quad (5-9)$$

kde M je hmotnostný tok pracovnej látky ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$); c je merná tepelná kapacita ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$); w je rýchlosť látky ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$); ρ je merná hmotnosť ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$); f je prietokový prierez (m^2).

Má rovnica tepelnej bilancie tvar (bez tepelných strát) nasledujúci tvar:

$$\dot{Q}_b = W_1 \cdot (t_{11} - t_{12}) = W_2 \cdot (t_{22} - t_{21}) \quad (\text{kW}) \quad (5-10)$$

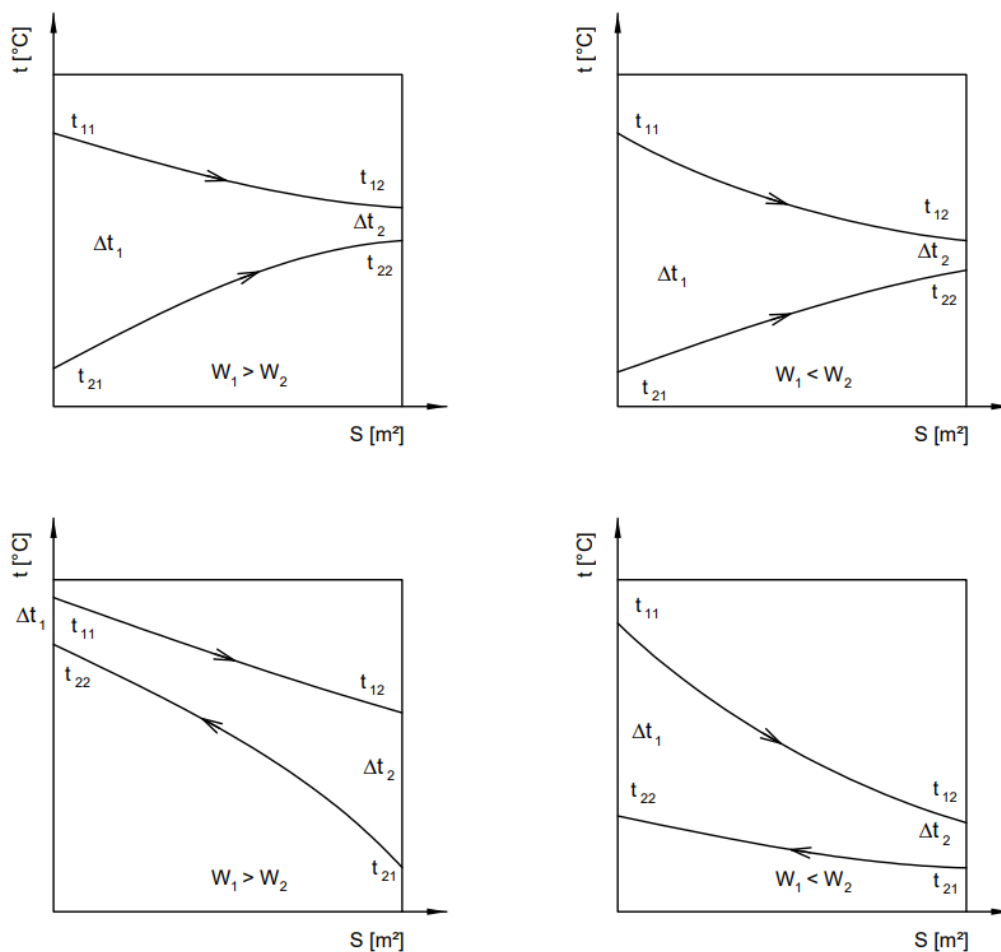
odkiaľ vyplýva:

$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{22} - t_{21}} \quad (-) \quad (5-11)$$

Pretože zmeny teplôt obidvoch teplotných látok sú nepriamo úmerné vodným hodnotám týchto látok, t. j. väčší pokles (vzrast) teploty média je pri látke s menšou vodnou hodnotou a naopak.

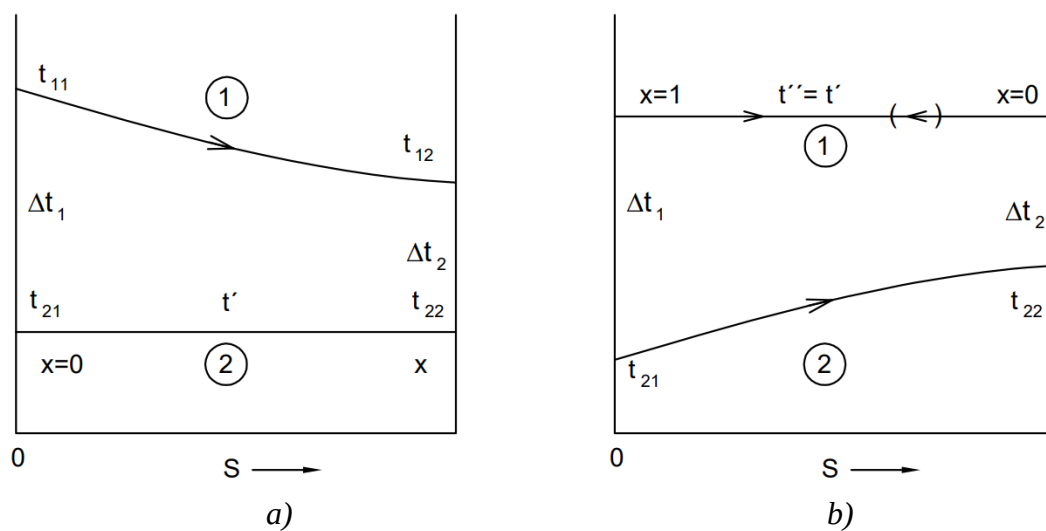
S tým súvisí aj charakter priebehu teplôt média pozdĺž výhrevnej plochy výmenníka (obr. 5.2).

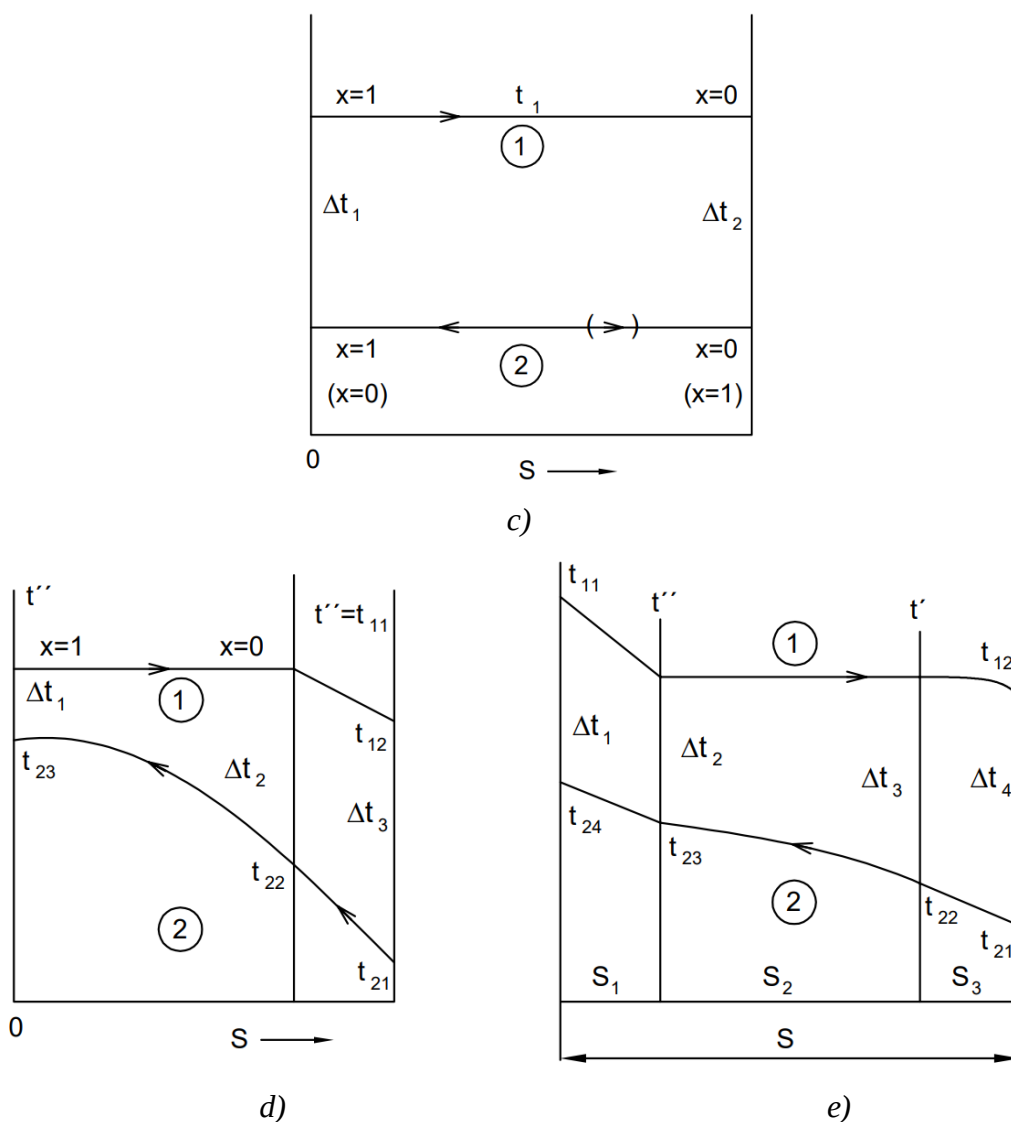
Pre protiprúd všeobecne platí, že pri pomere $W_1/W_2 = 1$ budú čiary teplotného priebehu priamkami; v prípade, že $W_1/W_2 < 1$, budú mať k osi úsečiek priebeh konvexný (vypuklý) a pri $W_1/W_2 > 1$ priebeh konkávny (vydutý).



Obr. 5.2 Priebeh teplotnej krivky pozdĺž výhrevnej plochy výmenníka
v závislosti na rôznom pomere vodných hodnôt W_1 a W_2
(Baláš, 2013; Kremer, 1970)

Okrem zvyčajných prípadov ohrevu a ochladzovania pozdĺž výmenníkov dochádza aj k prípadom zmeny fázy, t. j. varu, prípadne kondenzácie. Tieto prípady sú zrejmé z obr. 5.3.





Obr. 5.3 Zvláštne prípady priebehu teplôt
(Baláš, 2013)

- Predstavuje kondenzátor s konštantnou teplotou kondenzácie pary (ochladzovanie média).
- Predstavuje kondenzátor s konštantnou teplotou kondenzácie pary (ohrievanie média).
- Predstavuje odparku. Tu sa odparuje kvapalina na bode varu t' na sýtu alebo mokrú paru pomocou tepla z kondenzujúcej pary s vyšším tlakom ako má odparovaná voda, aby vznikol potrebný teplotný spád.
- Predstavuje ohrev vody 2 sýtou parou 1 prechádzajúcou v podchladený kondenzát s teplotou menšou ako t'' .
- Predstavuje ohrev vody prehriatou parou 1, ktorá postupne v strednej časti kondenzuje a prechádza v podchladený kondenzát.

6. STREDNÝ LOGARITMICKÝ TEPLOTNÝ ROZDIEL

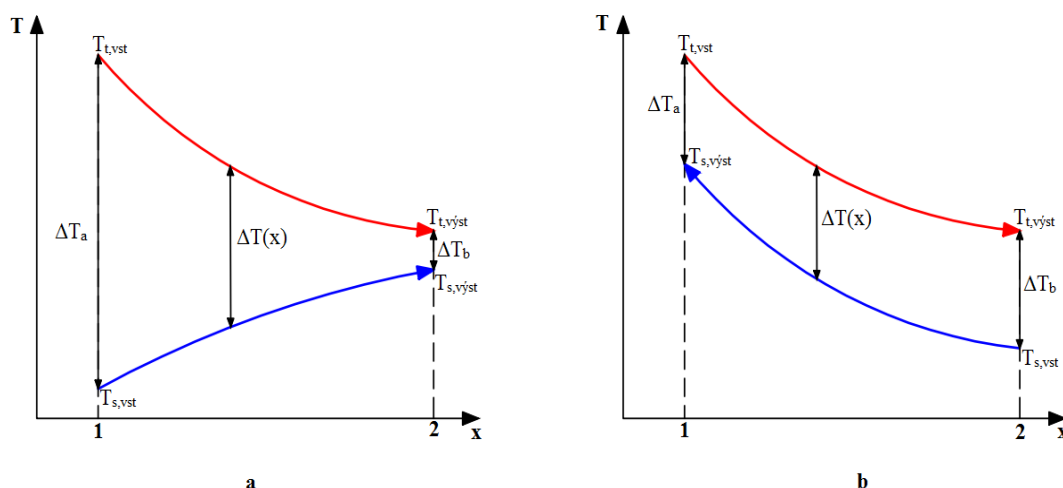
Jedná sa o výpočtovú metódu LMTD (Logarithmic Mean Temperature Difference). Ak sa uvažuje, že súčiniteľ prechodu tepla má konštantnú hodnotu. V niektorých výmenníkoch tepla sa hodnota môže meniť v závislosti od polohy vo výmenníku a od teploty.

Problém sa sústreďuje na zistenie stredného logaritmického teplotného rozdielu, pre ktorý platí nasledujúci vzťah:

$$Q = k \cdot S \cdot \overline{\Delta T_{str}} \quad (\text{W}) \quad (6-1)$$

6.1 Stredný logaritmický teplotný rozdiel pri súprudnom a protiprúdnom usporiadaní

Teplotné krivky (profily) pracovných médií sú rozdielne pre súprudné a protiprúdne usporiadanie ich tokov výmenníkom, ako ukazuje obr. 6.1.



Obr. 6.1 Priebeh teplôt
a – súprudné, b – protiprúdne
(Incropera, 2007)

Stanovenie stredného logaritmického teplotného rozdielu (LMTD), vzhľadom na obr. 6.1 (Lienhard, 2008):

$$\overline{\Delta T_{str}} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} \quad (\text{K, } ^\circ\text{C}) \quad (6-2)$$

Daný vzťah platí pre čisto súprudné a protiprúdne výmenníky. Pre ostatné výmenníky tepla je nutné stredný logaritmický teplotný rozdiel opraviť súčiniteľom ψ . Tento súčiniteľ je v nomogramoch udávaný ako funkcia dvoch pomocných parametrov P a R .

Ak je pomer teplotných rozdielov $\Delta T_a/\Delta T_b \leq 1,7$, potom je možné nahradiť stredný logaritmický teplotný rozdiel aritmetickým priemerom, s chybou menšou ako 2 % (Kalčík, 1973).

Výkon výmenníka je problematické vypočítať, z dôvodu nepoznania výstupnej teploty. V takomto prípade je potrebné odhadovať nové výstupné teploty a výpočet opakovať (Lienhard, 2008).

Stredný logaritmický spád sa určuje v závislosti od zapojenia výmenníka tepla.

Pre súprudné zapojenie:

$$\overline{\Delta T_{str}} = \frac{(T_{t,vst} - T_{s,vst}) - (T_{t,výst} - T_{s,výst})}{\ln \frac{(T_{t,vst} - T_{s,vst})}{(T_{t,výst} - T_{s,výst})}} \quad (\text{K}, ^\circ\text{C}) \quad (6-3)$$

Pre protiprúdne zapojenie:

$$\overline{\Delta T_{str}} = \frac{(T_{t,vst} - T_{s,výst}) - (T_{t,výst} - T_{s,vst})}{\ln \frac{(T_{t,vst} - T_{s,výst})}{(T_{t,výst} - T_{s,vst})}} \quad (\text{K}, ^\circ\text{C}) \quad (6-4)$$

6.2 Stredný logaritmický teplotný rozdiel pri krížovom prúde

Priebeh teplotných profilov pracovných médií u výmenníkov tepla s krížovým prúdom neodpovedá priebehu predchádzajúcich usporiadaní. Výstupná teplota chladnejšieho média nie je konštantná a musí sa počítať s jej strednou teplotou $T_{s,výst}$. Hodnota stredného logaritmického teplotného rozdielu sa upravuje korekčným súčiniteľom podľa nasledujúceho vzťahu:

$$\overline{\Delta T_k} = \varepsilon \cdot \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}}, \quad (\text{K}, ^\circ\text{C}) \quad (6-5)$$

kde ε je korekčný súčiniteľ pre krížový prúd (-).

6.3 Stredný logaritmický teplotný rozdiel pri kombinovanom prúde

Vo výmenníku sa strieda súprúd a protiprúd. Preto nie je vhodné používať vzťah (6-2), ale vhodnejšie je použiť vzťah (6-5), kde sa miesto korekčného súčiniteľa pre krížový prúd použije hodnota korekčného súčiniteľa pre kombinovaný prúd.

Pokiaľ nie je k dispozícii opravný súčiniteľ do vzťahu (6-5), je možné stredný logaritmický teplotný rozdiel určiť podľa nasledujúceho vzťahu:

$$\overline{\Delta T} = \frac{(T_{s,vst} - T_{t,vst}) \cdot x_1 \cdot (2^{x_2} - 2) \cdot x_3}{[e^{x_2} \cdot (1 + x_3 + x_4) - (1 - x_3 + x_4)] \cdot x_2}, \quad (\text{K}, ^\circ\text{C}) \quad (6-6)$$

kde x_1 až x_4 sú substitučné výrazy, ktoré sú dané nasledujúcimi vzťahmi:

$x_1 = 1$, pre smer tepelného toku do rúrkového priestoru.

$x_1 = -1$, pre smer tepelného toku z rúrkového priestoru.

$$x_1 = \frac{k \cdot S \cdot x_3}{\dot{m}_1 \cdot \bar{c}_{p1}}; \quad x_3 = \sqrt{1 + x_4^2}; \quad x_4 = \frac{\dot{m}_1 \cdot \bar{c}_{p1}}{\dot{m}_2 \cdot \bar{c}_{p2}}$$

7. VÝPOČET VÝMENNÍKOV TEPLA

Výpočtová metóda výmenníkov tepla pomocou LMTD je vhodná pre tzv. návrhový výpočet, kedy sú známe prietokové tepelné kapacity a všetky teploty tekutín, resp. teploty tekutín a prenášaný tepelný výkon. Potom z energetickej bilancie I. ZTD je možné určiť buď tepelný tok, alebo jednu neznámu teplotu.

Druhá metóda pri práci s výmenníkmi tepla je najst' pre daný výmenník tepla prevádzkovú charakteristiku, ak sa zmenia prietokové pomery, napr. zmenia sa vstupné teploty. Použitie metódy LMTD je tiež možné, ale vyžaduje iteračne postupy, ktoré sú málo praktické.

7.1 Metóda ε -NTU

Metóda ε -NTU je založená na účinnosti výmenníka tepla pri prenose určitého množstva tepla (NTU – Number of Transfer Units). Uvedená metóda je vhodná ku kontrolnému výpočtu a pre porovnanie rôznych typov výmenníkov.

Tepelný výkon sa stanoví podľa nasledujúceho vzťahu:

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot W_{\min} \cdot (t_{11} - t_{22}), \quad (\text{W}) \quad (7-1)$$

kde ε je účinnosť výmenníka tepla (-); $W_{\min}$ je nižšia z oboch vodných hodnôt ($\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$).

$$W_{\min} = (\dot{m} \cdot c_p)_{\min} \quad (\text{W}) \quad (7-2)$$

Je potrebné definovať účinnosť výmenníka tepla. *Účinnosť výmenníka tepla* ε je definovaná pomerom skutočného preneseného tepla ($Q_{\text{skut.}}$) k maximálnemu možnému prenosu tepla ($Q_{\text{max.}}$):

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{Q_{\text{skut.}}}{Q_{\text{max.}}} = \frac{W_1 \cdot (t_{11} - t_{12})}{W_{\min} \cdot (t_{11} - t_{21})} = \frac{W_2 \cdot (t_{21} - t_{22})}{W_{\min} \cdot (t_{11} - t_{21})} \\ &= \frac{\Delta t_{\min \text{ medium}}}{\Delta t_{\max \text{ vo výmenníku}}} \quad (-) \end{aligned} \quad (7-3)$$

Maximálne možný prenos tepla vo výmenníku tepla je možný vtedy, ak dosiahne médium maximálne možný teplotný rozdiel vo výmenníku tepla (ktorým je vstupná teplota ohrievacieho a ohrievaného média). To je možné dosiahnuť iba médium, ktoré má nižšiu hodnotu tepelnej kapacity $(\dot{m} \cdot c_p)_{\min}$, resp. pokiaľ má tekutina s maximálnym teplotným rozdielom odovzdať teplo, potom tekutina s vyššou tepelnou kapacitou teplo prijme s nižším Δt .

$$(\dot{m} \cdot c)_{\min} \cdot \Delta t_{\max} = (\dot{m} \cdot c)_{\max} \cdot \Delta t_{\min} \quad (\text{W}) \quad (7-4)$$

Pre iný typ prúdenia ako súprúd alebo protiprúd sú vzťahy pre výpočet ε a NTU zložité, a je ich možné nájsť v odbornej literatúre: Holoubek, 2002; Kuppan, 2000 (Baláš, 2013).

7.2 Prietokové kritérium W

Prenosové kritérium je pomer minimálnej a maximálnej kapacity dvoch médií vo výmenníku tepla. Výmenník je považovaný za vyrovnaný, pokiaľ $W = 1$. Pozn: index h – je teplejšia tekutina; index c – je chladnejšia tekutina.

$$W = \frac{W_{min}}{W_{max}} = \frac{(\dot{m} \cdot c_p)_{min}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{max}} \begin{cases} \frac{(T_c'' - T_c')}{(T_h' - T_h'')} & \text{pre } W_h = W_{min} \\ \frac{(T_h' - T_h'')}{(T_c'' - T_c')} & \text{pre } W_c = W_{min} \end{cases} \quad (7-5)$$

W je prevádzkový parameter, pretože závisí na hmotnostných tokoch oboch tekutín a/alebo na teplotách tekutín vo výmenníku tepla. Tekutina, ktorá má väčšiu tepelnú kapacitu, vykazuje menšiu zmenu teploty prechodom výmenníka, ako tekutina s menšou tepelnou kapacitou, ako vyplýva z tepelnej bilancie:

$$q = W_h \cdot \Delta T_h = W_c \cdot \Delta T_c, \quad (7-6)$$

kde *teplotné rozdiely* sú:

$$\Delta T_h = T_h' - T_h'' \quad \Delta T_c = T_c'' - T_c' \quad (7-7)$$

Pre zmenu fázy (kondenzačná alebo výparná) pri konštantnej teplote je hodnota ΔT nulová a preto sa tepelná kapacita tekutiny blíži k nekonečnu, pre konečný tepelný tok výmenníkom tepla $q = W \cdot \Delta T$. Vzhľadom k tomu, že $W = \dot{m} \cdot c_p$, je merné kondenzačné alebo výparné teplo blížiac sa k nekonečnu. Prípad, že $W = 0$ znamená, že W_{min} je konečné a W_{max} sa blíži nekonečnu. Prípade, kedy $W = 0$ s podmienkou, že $W_{min} = \dot{m} \cdot c_p = 0$ nemá žiadny praktický význam, pretože to znamená, že na tejto strane výmenníka tepla nie je žiadny prietok (nič netečie).

7.3 Prenosové kritérium NTU

Počet prenosových jednotiek (prenosové kritérium) je definované ako pomer celkovej tepelnej vodivosti k tepelnej kapacite slabšieho prúdu:

NTU je potom definované ako pomer:

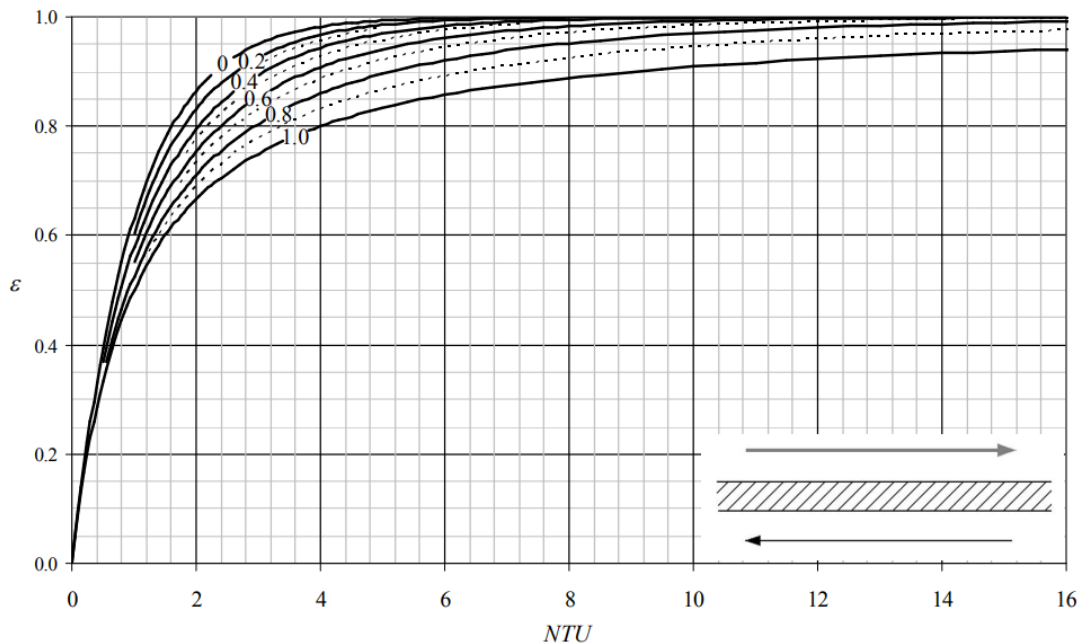
$$NTU = \frac{k \cdot S}{W_{min.}} \quad (-) \quad (7-8)$$

Pre konštrukčné výpočty sa pri použití ε a NTU postupuje nasledovne

- Zo známych koncových teplôt sa vypočíta pomer vodných hodnôt $\frac{W_{min.}}{W_{max.}}$.
- Pre zadaný spôsob prúdenia pracovných látok sa určí hodnota NTU.
- Z vypočítanej hodnoty NTU sa určí výhrevná plocha $S = NTU \cdot \frac{W_{min.}}{k}$.

Veľká hodnota NTU neznamená, že ide o geometrický veľký výmenník tepla. Niekedy sa nazýva faktorom veľkosti výmenníka tepla. Obecné platí, že zvýšenie NTU je dosahované v prípade zvýšenia súčiniteľa prechodu tepla k alebo rozšírením teplovýmennej plochy, prípadne znížením tepelnej kapacity slabšieho prúdu $W_{min.}$. Zmena tepelnej kapacity slabšieho prúdu $W_{min.}$ ovplyvňuje priamo NTU a nepriamo súčiniteľ prestupu tepla α na strane silnejšieho prúdu $W_{max.}$. Pri nízkych hodnotách NTU je účinnosť výmenníka tepla nižšia. So zvyšujúcou sa hodnotou NTU sa účinnosť výmenníka tepla zvyšuje a limitne sa blíži k termodynamickej asymptotickej hodnote.

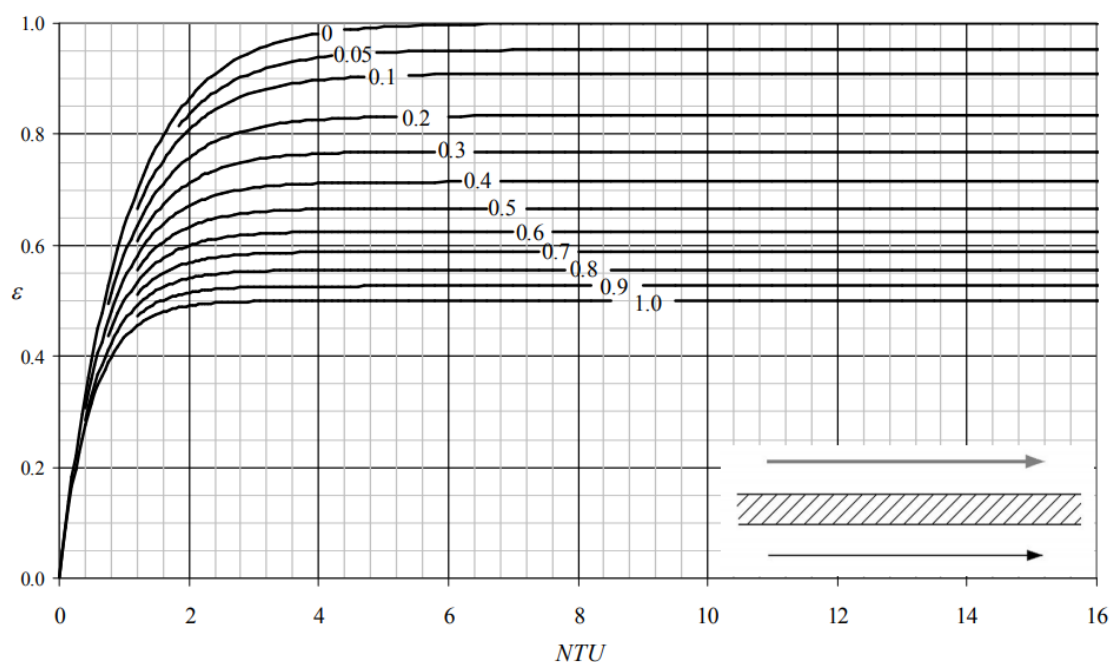
Iné usporiadanie prúdu vo výmenníku tepla



$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU \cdot (1-W)}}{1 - W \cdot e^{-NTU \cdot (1-W)}}; NTU = \frac{1}{1-W} \ln \frac{1 - W \cdot \varepsilon}{1 - \varepsilon}; \text{pre } W < 1$$

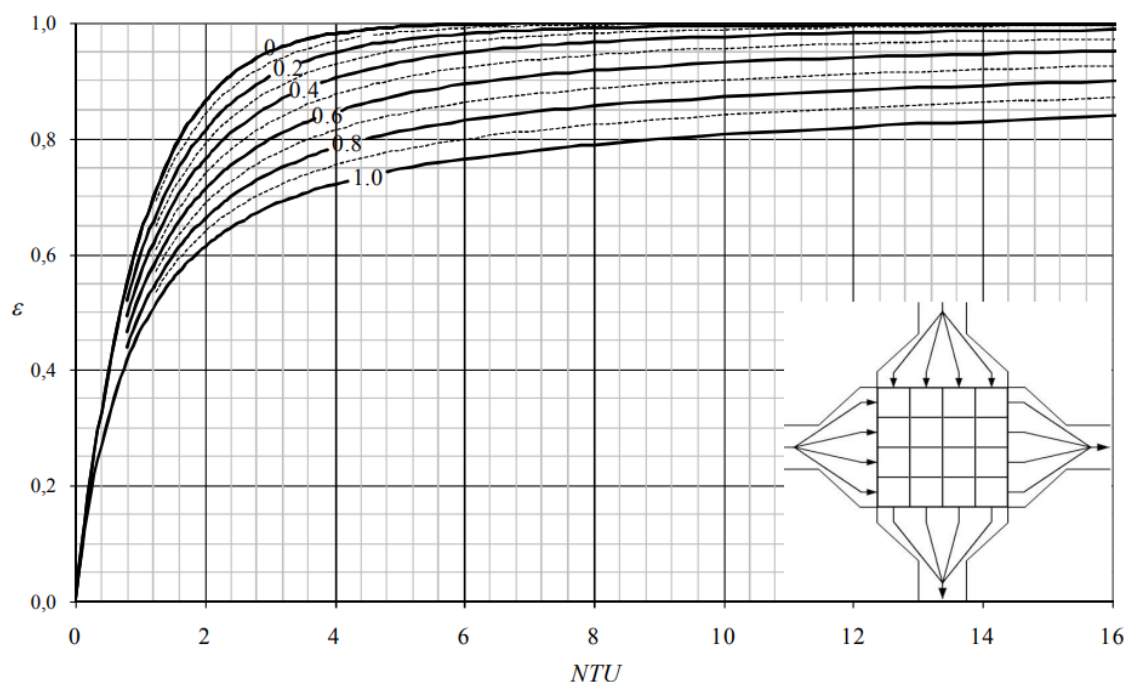
$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}; NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}; \text{pre } W = 1$$

Obr. 7.1 Účinnosť pre protiprúdny výmenník tepla
(Kuppan, 2000; Incropera, 2007)



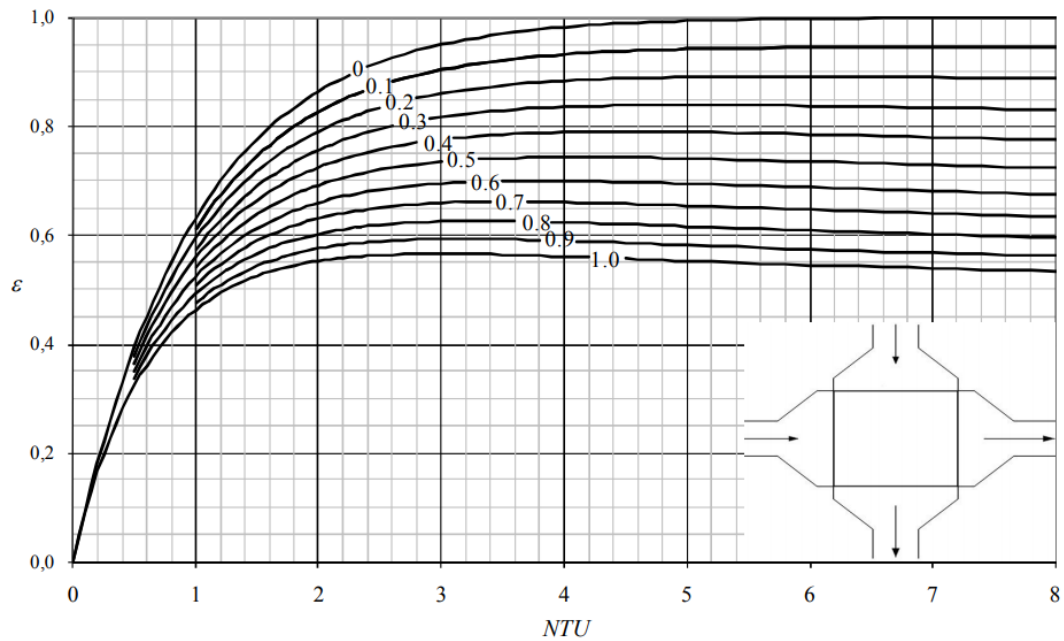
$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU \cdot (1+W)}}{1 + W}; \text{ pre } W < 1; NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon \cdot (1 + W)]}{1 + W}$$

Obr. 7.2 Účinnosť pre súprudný výmenník tepla
(Kuppan, 2000; Incropera, 2007)



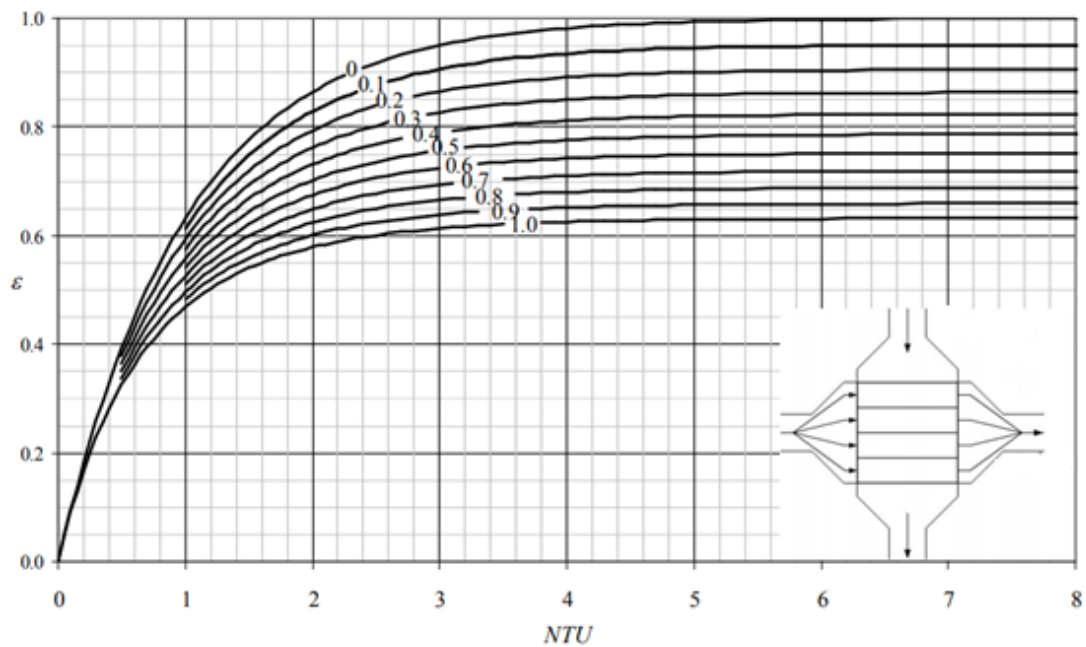
$$\varepsilon = 1 - e^{\left(\frac{NTU^{0.22} \cdot e^{-W \cdot NTU^{0.78}} - 1}{W} \right)}$$

Obr. 7.3 Účinnosť pre krížový tok (bez priečneho premiešavania kvapalín)
(Kuppan, 2000; Incropera, 2007)



$$\varepsilon = \left(\frac{1}{1 - e^{-NTU}} + \frac{W}{1 - e^{-W \cdot NTU}} - \frac{1}{NTU} \right)^{-1}$$

Obr. 7.4 Účinnosť pre krížový tok (s priečne premiešavaný slabší prúd, silnejší prúd je vedený v kanáloch, ktorí zabráňujú priečnemu toku)
(Kuppan, 2000; Incropera, 2007)



$$\varepsilon = \frac{1}{W} \{ 1 - e^{[-W \cdot (1 - e^{-NTU})]} \}; NTU = -\ln \left[1 + \frac{\ln(1 - W \cdot \varepsilon)}{W} \right]$$

Obr. 7.5 Účinnosť pre krížový tok
(priečne premiešavaný silnejší prúd, slabší prúd sa nepremieša)
(Kuppan, 2000; Incropera, 2007)

7.4 Výpočet výmenníka tepla metódou P-NTU

Uvedená metóda je vhodná pre analýzu prestupu tepla vo výmenníkoch s viacerými chodmi s krížovým prúdom.

V prípade krížového prúdu alebo pri kombinácii základných usporiadaní prúdov, pri tzv. „zmiešanom prúde“, je výpočet stredného teplotného rozdielu veľmi dôležitý. Preto sa v praxi počíta s logaritmickým stredným teplotným rozdielom protiprúdneho výmenníka, ktorý sa koriguje súčiniteľom $\varepsilon_{\Delta t}$, takže stredný teplotný rozdiel vo výmenníku so zmiešaným prúdom bude:

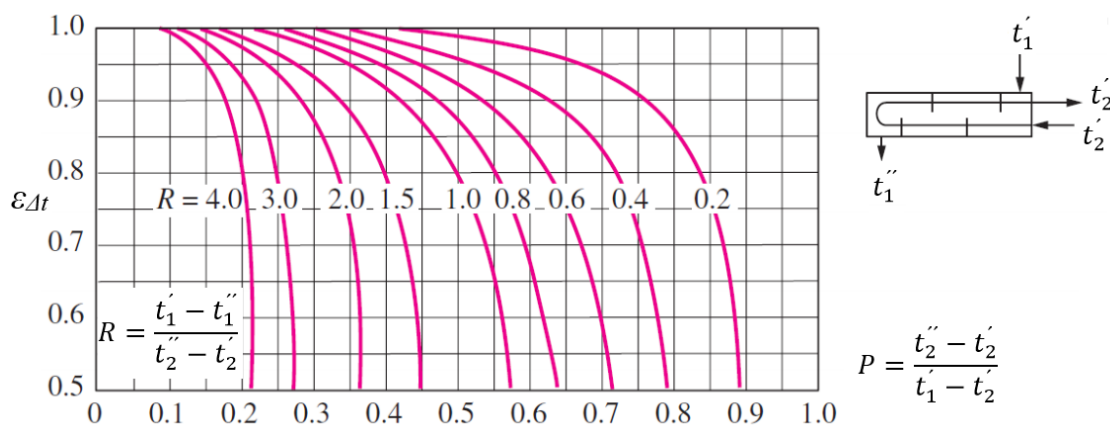
$$\Delta t_s = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} \quad (^\circ\text{C}) \quad (7-9)$$

Hodnotu korekčného súčiniteľa $\varepsilon_{\Delta t}$ možno vypočítať z grafov ako funkciu veličín P a R , (Pilař, 1964):

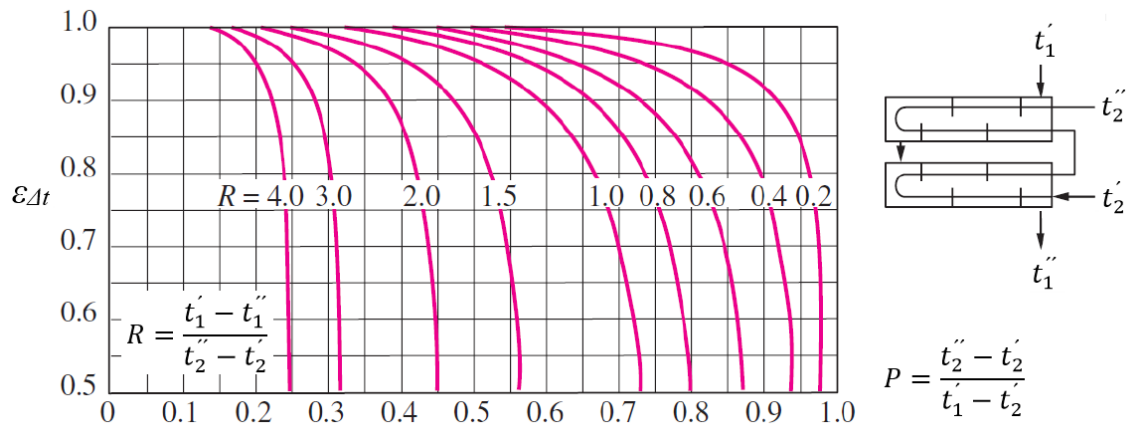
$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} \quad (-) \quad (7-10)$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} \quad (-) \quad (7-11)$$

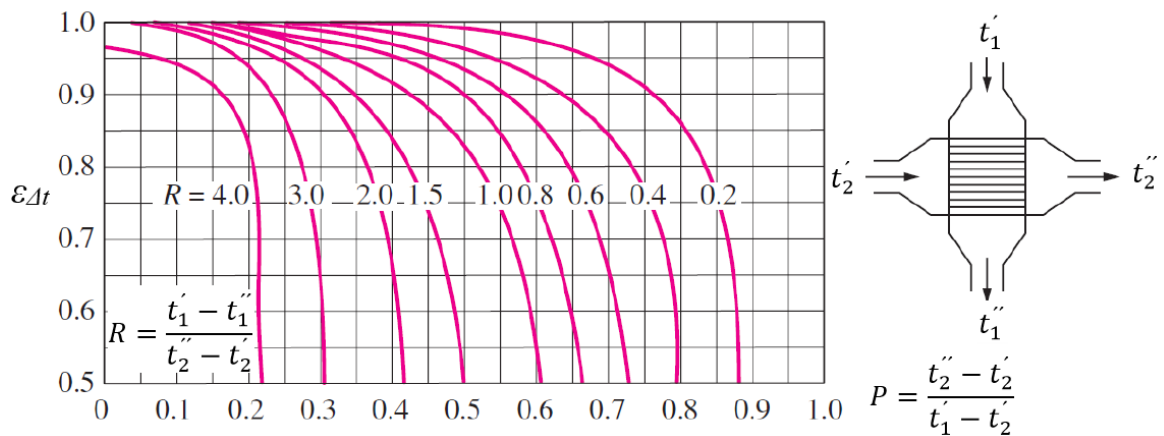
Grafy pre výpočet $\varepsilon_{\Delta t}$ pre niektoré usporiadania prúdov sú znázornené na obr. 7.6 až obr. 7.9.



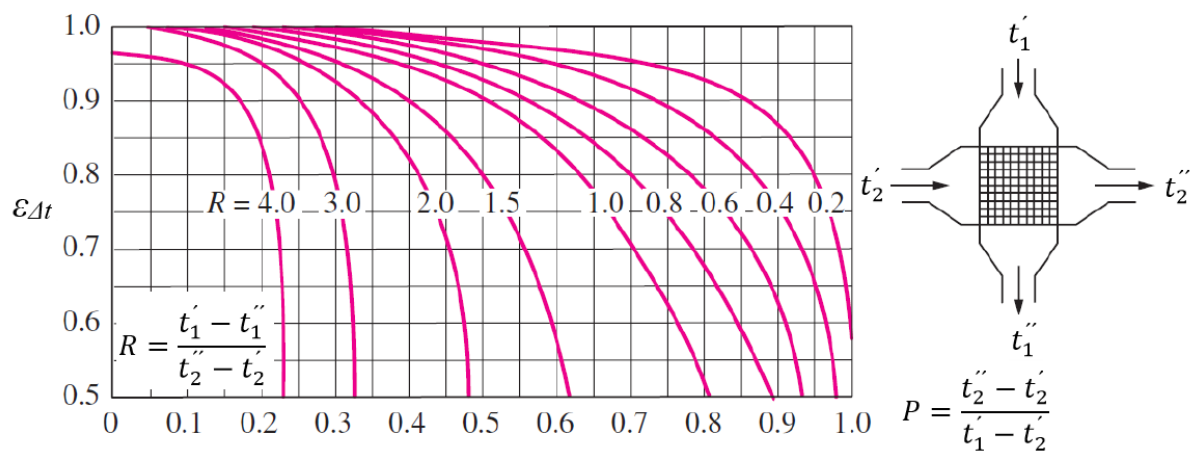
Obr. 7.6 Graf pre výpočet korekčného súčiniteľa $\varepsilon_{\Delta t}$ pre stredný teplotný rozdiel, pri rôznych vzájomných usporiadaniach prúdenia tekutín vo výmenníkoch tepla (Cengel, 2003)



Obr. 7.7 Graf pre výpočet korekčného súčiniteľa $\varepsilon_{\Delta t}$ pre stredný teplotný rozdiel, pri rôznych vzájomných usporiadaniach prúdenia tekutín vo výmenníkoch tepla (Cengel, 2003)



Obr. 7.8 Graf pre výpočet korekčného súčiniteľa $\varepsilon_{\Delta t}$ pre stredný teplotný rozdiel, pri rôznych vzájomných usporiadaniach prúdenia tekutín vo výmenníkoch tepla (Cengel, 2003)



Obr. 7.9 Graf pre výpočet korekčného súčiniteľa $\varepsilon_{\Delta t}$ pre stredný teplotný rozdiel, pri rôznych vzájomných usporiadaniach prúdenia tekutín vo výmenníkoch tepla (Cengel, 2003)

Ak sa porovnajú hodnoty stredných teplotných rozdielov pre jednotlivé usporiadanie prúdov vo výmenníkoch pri tých istých okrajových teplotách, zistí sa, že najväčší stredný teplotný rozdiel je v protiprúdnom usporiadaní a najmenší v súprúdnom výmenníku tepla. Pri ostatných usporiadaniach sa veľkosť stredného teplotného rozdielu pohybuje medzi týmito dvoma hodnotami. To znamená, že pri rovnakých okrajových teplotách budú protiprúdne výmenníky tepla vyžadovať najmenšiu výmennú plochu. Možno tiež dokázať, že rozdiely medzi jednotlivými strednými teplotnými rozdielmi pri rôznych usporiadaniach prúdov sú tým menšie, čím väčšie sú tepelné kapacity jednotlivých prúdov a čím väčšia je hodnota stredného teplotného rozdielu.

7.5 Matematický model prestupu tepla pasívnym stropným chladiacim konvektorom

Na základe geometrického modelu pasívneho chladiaceho konvektora sa vytvoril simulačný program v programe Excel. Tieto simulácie sa realizovali pre výmenník pasívneho chladiaceho konvektora typu PDK-F pre teplotný spád chladiaceho média 16/19 °C a teplotu okolitého prostredia 25 °C (Kapjor, 2017).

Pasívny chladiaci konvektor typu PDK-F má nasledujúce konštrukčné parametre

d_1 – vonkajší priemer rúrky 0,015 m; s_r – rozstup rebier 0,005 m; h_r – výška rebier 0,06 m; σ_r – hrúbka rebier 0,00025 m; L_k – dĺžka pasívneho stropného konvektora 1,8 m; B – šírka pasívneho stropného konvektora 0,6 m; n_{rur} – počet rúriek – 4 ks (obr. 7.10).



Obr. 7.10 Výmenník tepla typu PDK

Matematický model bol vytvorený podľa nasledujúceho postupu:

- *Zadanie parametrov konvektora: šírka, dĺžka, vnútorný priemer rúrky, vonkajší priemer rúrky, výška rebier, hrúbka rebier, rozstup rebier.*
- *Výpočet potrebnej teplovýmennej plochy výmenníka: plochy rebier a rúrky.*

Plochy rebier a rúrky

Vnútoraná plocha rúrky príslušného úseku:

$$S'_1 = \pi \cdot d_1 \cdot s_r, \quad (\text{m}^2) \quad (7-12)$$

kde s_r je rozstup rebier (m); d_1 je vnútorný priemer rúrky (m).

Vnútoraná plocha celej rúrky:

$$S_1 = \frac{L_k \cdot n_{rur}}{s_r} \cdot S'_1 \quad (\text{m}^2) \quad (7-13)$$

Pre úsek všetkých voľných rúriek:

$$S_{rur} = \pi \cdot d_2 \cdot (s_r - \sigma_r) \cdot n_{rur} \cdot n_r, \quad (\text{m}^2) \quad (7-14)$$

kde σ_r je hrúbka rebier (m); n_{rur} je počet rúriek (ks); n_r je počet rebier (ks); d_2 je vonkajší priemer rúrky (m).

Vonkajšia plocha všetkých rebier:

$$S_r = \left[B \cdot h_r - \left(\frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot n_{rur} \cdot 2 \right) \right] \cdot n_r, \quad (\text{m}^2) \quad (7-15)$$

kde B – šírka rebra (m).

Celková vonkajšia plocha:

$$S_2 = S_r + S_{rur} \quad (\text{m}^2) \quad (7-16)$$

- *Voľba druhu chladiaceho média: teplota interiéru 26 °C, chladiaca voda 16 °C.*
- *Zistenie fyzikálnych vlastností tekutín: ρ , c , v , λ .*
Zistenie fyzikálnych vlastností tekutín, meniacich sa s teplotou, prípadne aj ich závislosti na teplote.
- *Umiestnenie prúdu vo výmenníku a voľba rýchlosti: v_v .*

Voľba rýchlosti prúdenia vody, ktorá sa stanoví tak, aby sa dosiahol požadovaný teplotný spád 16/19 °C.

Rýchlosť vody v rúrkach

$$v_v = \frac{\dot{m}_v}{3\,600 \cdot S_p \cdot \rho}, \quad (\text{m} \cdot \text{s}^{-1}) \quad (7-17)$$

kde v_v je rýchlosť prúdenia v rúrke (m.s^{-1}); S_p je prietokový prierez (m^2); S_2 je veľkosť teplovýmenných plôch výmenníka tepla (m^2).

- *Stanovenie súčiniteľa prestupu tepla.*

Pre stanovenie súčiniteľa prestupu tepla na strane vody je súčiniteľ závislý na rýchlosti prúdenia a na teplote vody. Je ho možné stanoviť podľa vzťahu:

$$\alpha_i = 2\,900 \cdot m_v \cdot 0,99 \cdot (1 + 0,014 \cdot t_{11}) \quad (\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}) \quad (7-18)$$

Pre stanovenie súčiniteľa prestupu tepla u pasívnych stropných chladiacich konvektorov pri prirodzenom prúdení rozhoduje veľkosť Prandtlovho a Grashofovo čísla, ktorého je výsledkom veľkosť *Rayleighovho kritériálneho čísla*, pre ktorý platí vzťah:

$$Ra_{sr} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{11} - T_{21}) \cdot s_r^3}{\nu \cdot a} \quad (-) \quad (7-19)$$

$$Nu_{sr} = \frac{1}{24} \cdot Ra_{sr} \cdot \left(\frac{s_r}{L}\right) \cdot \left\{ 1 - \exp \left[-\frac{35}{Ra_{sr} \cdot \left(\frac{s_r}{L}\right)} \right] \right\}^{3/4} \quad (-) \quad (7-20)$$

Po dosadení sa dostane *veľkosť súčiniteľa prestupu tepla na rebro*:

$$Nu = \frac{\alpha_r \cdot h_r}{\lambda} \Rightarrow \alpha_r = \frac{Nu \cdot \lambda}{h_r}, \quad (\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}) \quad (7-21)$$

kde h_r je výška rebier (m).

Pre *súčiniteľ prestupu tepla na vonkajšej strane rúrky* platí nasledujúci vzťah:

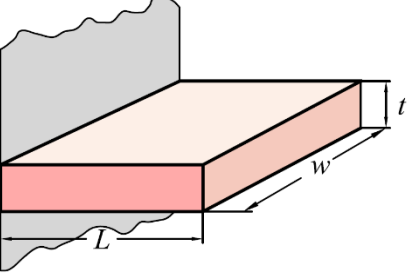
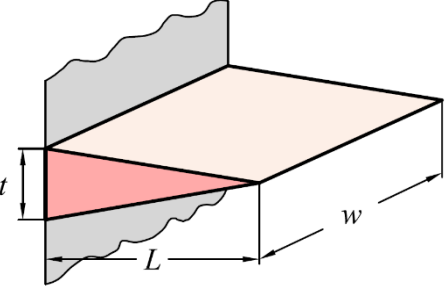
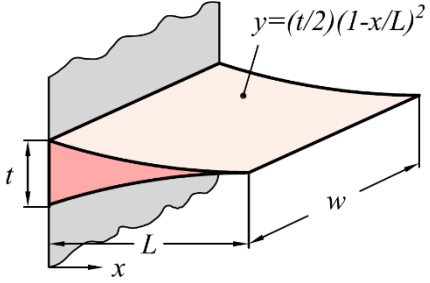
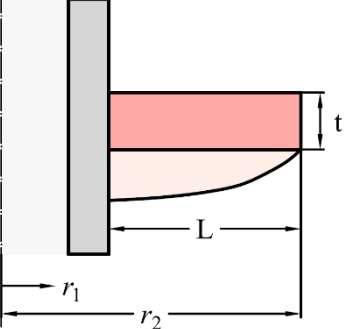
$$\alpha_e = \alpha_r \cdot \psi \cdot \left[1 + (\eta - 1) \cdot \frac{s_r}{S_2} \right] \quad (\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}) \quad (7-22)$$

- *Účinnosť rebra.*

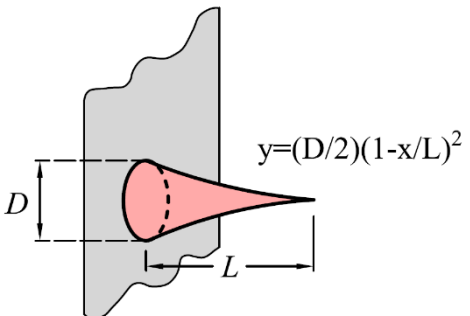
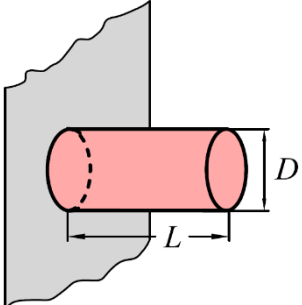
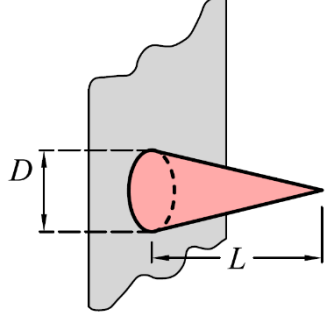
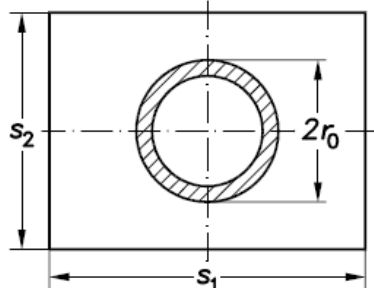
Vzhľadom na to, že teplota povrchu rebrovanej rúrky nie je rovnaká, sa zavádza opravný súčiniteľ ψ a tento má pre štvorcové rebra hodnotu $\psi = 0,85$.

Účinnosť rebra sa stanoví z tabuľky 7.1.

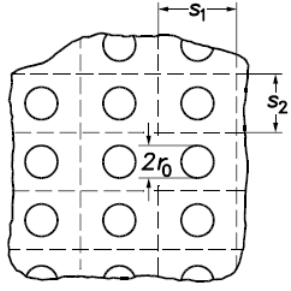
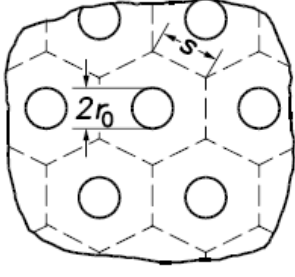
Tabuľka 7.1 Účinnosti rebier pre najbežnejšie geometrie (Oostuizen, 1999; Incropera, 2007; Kapjor, 2017)

	$\eta_f = \frac{\tanh(m \cdot L_c)}{m \cdot L_c}, \quad m = \left(\frac{2 \cdot \alpha}{k \cdot t} \right)^{\frac{1}{2}}$ $S_f = 2 \cdot w \cdot L_c$ $L_c = L + \left(\frac{t}{2} \right)$ $A_p = t \cdot L$
	$\eta_f = \frac{1}{m \cdot L} \cdot \frac{I_1(2 \cdot m \cdot L)}{I_0(2 \cdot m \cdot L)}, \quad m = \left(\frac{2 \cdot \alpha}{k \cdot t} \right)^{\frac{1}{2}}$ $S_f = 2 \cdot w \cdot \left[L^2 + \left(\frac{t}{2} \right)^2 \right]^{1/2}$ $A_p = \left(\frac{t}{2} \right) \cdot L$
	$\eta_f = \frac{2}{[4 \cdot (m \cdot L)^2 + 1]^{0.5} + 1}$ $m = \left(\frac{2 \cdot \alpha}{k \cdot t} \right)^{\frac{1}{2}}$ $S_f = w \cdot [(C_1 \cdot L) + (L^2/t) \cdot \ln(t/L + C_1)]$ $C_1 = \left[1 + \left(\frac{t}{L} \right)^2 \right]^{1/2}$ $A_p = \left(\frac{t}{3} \right) \cdot L$
	$\eta_f = C_2 \cdot \frac{K_1(m \cdot r_1) \cdot I_1(m \cdot r_2) - I_1(m \cdot r_1) \cdot K_1(m \cdot r_2)}{K_0(m \cdot r_1) \cdot I_1(m \cdot r_2) - I_0(m \cdot r_1) \cdot K_1(m \cdot r_2)}$ $C_2 = \frac{2 \cdot r_1}{m \cdot (r_2^2 - r_1^2)}, \quad m = \left(\frac{2 \cdot \alpha}{k \cdot t} \right)^{\frac{1}{2}}$ $S_f = 2 \cdot \pi \cdot (r_{2c}^2 - r_1^2), \quad r_{2c} = r_2 + \left(\frac{t}{2} \right)$ $V = \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot t$

Pokrač. tab. 7.1 Účinnosti rebíer pre najbežnejšie geometrie (Oostuizen, 1999; Incropera, 2007; Kapjor, 2017)

	$\eta_f = \frac{2}{\left[\frac{4}{9} \cdot (m \cdot L)^2 + 1\right]^{0,5} + 1}$ $m = \left(\frac{4 \cdot \alpha}{k \cdot D}\right)^{\frac{1}{2}}$ $S_f = \frac{\pi \cdot L^3}{8 \cdot D} \left\{ C_3 \cdot C_4 - \frac{L}{2 \cdot D} \cdot \ln \left[\frac{2 \cdot D \cdot C_4}{L} + C_3 \right] \right\}$ $C_3 = 1 + 2 \cdot \left(\frac{D}{L}\right)^2, \quad C_4 = \left[\left(1 + \left(\frac{D}{L}\right)^2\right) \right]^{\frac{1}{2}}$ $V = \left(\frac{\pi}{20}\right) \cdot D^2 \cdot L$
	$\eta_f = \frac{\tanh m \cdot L_c}{m \cdot L_c}, \quad m = \left(\frac{4 \cdot \alpha}{k \cdot D}\right)^{\frac{1}{2}}$ $S_f = \pi \cdot D \cdot L_c, \quad L_c = L + \left(\frac{D}{4}\right)$ $V = \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \cdot L$
	$\eta_f = \frac{2}{m \cdot L} \cdot \frac{I_2(2 \cdot m \cdot L)}{I_1(2 \cdot m \cdot L)}, \quad m = \left(\frac{4 \cdot \alpha}{k \cdot D}\right)^{\frac{1}{2}}$ $S_f = \frac{\pi \cdot D}{2} \cdot \left[L^2 + \left(\frac{D}{2}\right)^2 \right]^{1/2}$ $V = \left(\frac{\pi}{12}\right) \cdot D^2 \cdot L$
	$\eta_f = \frac{\tanh(m \cdot h \cdot \varphi)}{m \cdot h \cdot \varphi}$ $\varphi = 1 + 0,35 \cdot \ln \left(1 + \frac{h}{r_0} \right)$ $h = 0,64 \cdot \sqrt{s_2 \cdot (s_1 - 0,2 \cdot s_2)} - r_0$

Pokrač. tab. 7.1 Účinnosti rebier pre najbežnejšie geometrie (Oostuizen, 1999; Incropera, 2007; Kapjor, 2017)

	$\eta_f = \frac{\tanh(m \cdot h \cdot \varphi)}{m \cdot h \cdot \varphi}$ $\varphi = 1 + 0,35 \cdot \ln \left(1 + \frac{h}{r_0} \right)$ $h = 0,64 \cdot \sqrt{s_2 \cdot (s_1 - 0,2 \cdot s_2)} - r_0$
	$\eta_f = \frac{\tanh(m \cdot h \cdot \varphi)}{m \cdot h \cdot \varphi}$ $\varphi = 1 + 0,35 \cdot \ln \left(1 + \frac{h}{r_0} \right)$ $h = \sqrt{\frac{3 \cdot \sqrt{3}}{2 \cdot \pi} \cdot s} - r_0$

- Určenie stredného logaritmického teplotného rozdielu.

Určenie stredného logaritmického teplotného rozdielu na základe poznania vstupných a výstupných teplôt oboch látok.

$$\Delta t_{str} = \zeta \cdot \frac{(t_{21} - t_{12}) - (t_{22} - t_{11})}{\ln \frac{t_{21} - t_{12}}{t_{22} - t_{11}}} \quad (^\circ\text{C}) \quad (7-23)$$

kde t_{11} je vstupná teplota vody ($^\circ\text{C}$); t_{12} je výstupná teplota vody ($^\circ\text{C}$); t_{21} je teplota ochladzovaného vzduchu ($^\circ\text{C}$); t_{22} je teplota vzduchu ochladeného ($^\circ\text{C}$); Δt_{str} je stredný logaritmický teplotný rozdiel ($^\circ\text{C}$).

$$\zeta = \frac{\ln \frac{1-P}{1-R \cdot P}}{n \cdot (1-R) \cdot \ln \left[1 + \frac{1}{R} \cdot \ln \frac{R-1}{R \cdot \left(\frac{1-P}{1-R \cdot P} \right)^{\frac{1}{n}} - 1} \right]} \quad (-) \quad (7-24)$$

$$P = \frac{t_{12} - t_{11}}{t_{21} - t_{11}}; R = \frac{t_{12} - t_{22}}{t_{12} - t_{11}},$$

kde ζ je opravný súčiniteľ (-).

- *Výpočet súčiniteľa prechodu tepla.*

Výpočet súčiniteľa prechodu tepla na základe dielčích koeficientov prestupu tepla.

Súčiniteľ prechodu tepla:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_e} + \frac{S_2}{S_1} \cdot \frac{1}{\alpha_i}}, \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) \quad (7-25)$$

kde S_1 je vnútorná plocha rúrky (m^2); α_i je súčiniteľ prestupu tepla na vnútornej strane ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$); α_e je súčiniteľ prestupu tepla na vonkajšej strane ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$); k je súčiniteľ prechodu tepla ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$).

- *Určenie tepelného toku výmenníka.*

$$Q = k \cdot S_2 \cdot \Delta t_{str}, \quad (\text{W}) \quad (7-26)$$

kde Δt_{str} je stredný logaritmický teplotný rozdiel ($^{\circ}\text{C}$), (Lenhard, 2009; Kliment, 1989).

8. TLAKOVÉ STRATY VO VÝMENNÍKU TEPLA

Tlakové straty majú podstatný vplyv na celý ekonomický výpočet výmenníka tepla, pretože určujú náklady na čerpanie energií. Je teda nevyhnutné vždy posúdiť vzájomný vzťah tlakovej straty a súčiniteľa prestupu tepla. V niektorých prípadoch nemusí tlaková strata celkovú ekonomiu výmenníka tepla ovplyvniť.

Ak sa napríklad jedná o pracovnú látku, ktorá je dodávaná z tlakovej nádoby, alebo ak je absolútna úroveň tlaku vysoká a hodnota tlakovej straty je relatívne nízka.

8.1 Stanovenie súčiniteľa trenia a súčiniteľa miestnych strát

Tlakové straty na oboch stranách teplovýmennnej plochy sa stanovujú ako súčet tlakových strát trením a tlakových strát miestnymi odpormi.

Tlakové straty trením sa vypočítajú podľa nasledujúceho vzťahu:

$$\Delta p_{tr} = \lambda \cdot \frac{L}{d_h} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho, \quad (\text{Pa}) \quad (8-1)$$

kde Δp_{tr} je tlaková strata trením (Pa); λ je súčiniteľ trenia (-); L je dĺžka potrubia (m); d_h je hydraulický priemer potrubia (m); w je stredná rýchlosť prúdenia (m.s^{-1}); ρ je hustota tekutiny (kg.m^{-3}).

Súčiniteľ trenia všeobecne závisí na kinematickej viskozite tekutiny, rýchlosti prúdenia a drsnosti povrchu rúrky (vyjadruje sa ako relatívna drsnosť):

$$\varepsilon_r = \frac{k_{ekv}}{d_h}, \quad (-) \quad (8-2)$$

kde k_{ekv} je drsnosť potrubia (m).

Súčiniteľ trenia pre drsné rúrky je funkciou Reynoldsovho čísla a drsnosti steny potrubia podľa $\lambda = f(Re, \varepsilon)$, pre hladké rúrky je funkciou Reynoldsovho čísla $\lambda = f(Re)$.

Pre hladké rúrky kruhového prierezu v *laminárnej oblasti prúdenia* je možné *súčiniteľ trenia* stanoviť podľa nasledujúceho vzťahu:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (-) \quad (8-3)$$

Pre hladké rúrky kruhového prierezu v *turbulentnej oblasti prúdenia* je možné *súčiniteľ trenia* stanoviť podľa nasledujúceho vzťahu, pre $3 \cdot 10^3 < Re < 10^5$:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (-) \quad (8-4)$$

alebo pre $3 \cdot 10^5 < Re < 10^8$:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \cdot \log Re - 1,5)^2} \quad (-) \quad (8-5)$$

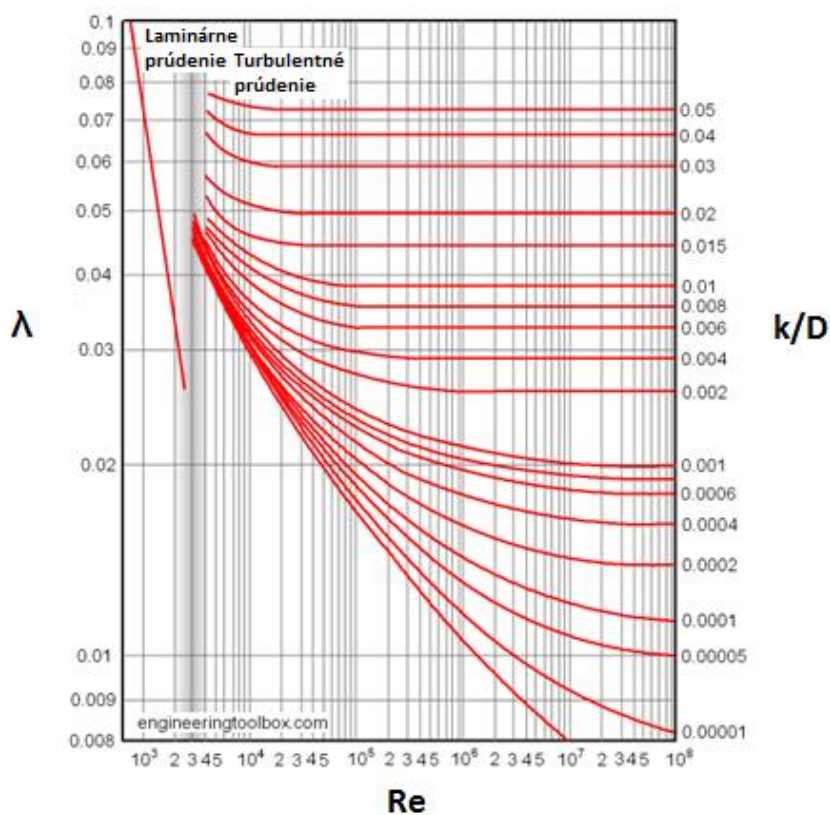
Pre drsné rúrky v *laminárnej oblasti* je možné použiť nasledujúci vzťah, pre $10^3 < Re < 10^6$:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log 0,28 \cdot \left(\frac{\varepsilon}{d_h} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} \right) \quad (-) \quad (8-6)$$

alebo pre $4 \cdot 10^3 < Re < 10^8$:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1,8 \cdot \log \left[\frac{Re}{0,135 \cdot \left(Re \cdot \frac{\varepsilon}{d_h} \right) + 6,5} \right] \quad (-) \quad (8-7)$$

Pre stanovenie súčiniteľa trenia je možné použiť Nikuradzeho alebo Moodyho diagram, v ktorom sú graficky znázornené oblasti prúdenia. Grafické spracovanie závislosti súčiniteľa trenia λ na Reynoldsovom čísle Re , prípadne na drsnosti k (mm) ako parametra bol spracovaný Moodyho diagram (obr. 8.1).



Obr. 8.1 Moodyho diagram
(Engineering ToolBox, 2003)

Miestne straty sú straty energie spôsobené vradenými odpormi (kolena, ventily, klapky, a podobne).

Miestne straty je možné stanoviť z ekvivalentnej dĺžky L_{ekv} , ktorá predstavuje takú dĺžku rovného potrubia, v ktorom by sa strata trením rovnala miestnej strate daného detailu potrubia. Ekvivalentná dĺžka závisí na priemeru potrubia a býva obyčajne tabelovaná ako L_{ekv}/d_h .

Pre turbulentnú oblasť sa miestne straty stanovujú podľa nasledujúceho vzťahu:

$$\Delta p_m = \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{L_{ekv} \cdot w^2}{d_h} \cdot \rho, \quad (\text{Pa}) \quad (8-8)$$

kde Δp_m je celková tlaková strata miestnymi odpormi (Pa).

Pre jednotlivé diely potrubia sú uvedené v tabuľke 8.1 hodnoty niektorých ekvivalentných dĺžok.

Tabuľka 8.1 Relatívna ekvivalentná dĺžka niektorých odporov v potrubí

Druh odporu	Priemer potrubia	L_{ekv}/d	Druh odporu	L_{ekv}/d
90° koleno	95 – 63,5	30	Priamy ventil otvorený	10
90° koleno	76 – 152	40	Uzatvárací ventil	150
90° koleno	178 – 254	50	Venturimeter	12
180° oblúk	–	75		

Pokiaľ nie je možné stanoviť ekvivalentnú dĺžku, tak pre celú oblasť Reynoldsovho čísla sa dajú *miestne straty stanoviť pomocou súčiniteľov miestnych strát jednotlivých stratových miest alebo oblastí*, ako:

$$\Delta p_m = \sum_i \xi_i \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho, \quad (\text{Pa}) \quad (8-9)$$

kde ξ_i je koeficient miestneho odporu (-).

Orientačné hodnoty súčiniteľov miestneho odporu niektorých stratových miest sú uvedené v tabuľke 8.2 a v tabuľke 8.3.

Termofyzikálne vlastnosti pracovných látok dosadzované do kritériálnych čísiel a vzťahov sú vzťahované na strednú aritmetickú teplotu pracovnej látky.

Tabuľka 8.2 Hodnoty koeficientu miestneho odporu ξ

Druh odporu	ξ (-)
90° koleno	1,1
45° koleno	0,3
90° oblúk	0,25
Vtok do rúrky s ostrým okrajom	0,5
Výtok z rúrky	1,0
Priamy ventil	0,5 – 0,8

Tabuľka 8.3 Koeficienty miestneho odporu pre náhle rozšírenie/zúženie potrubia $S_1 < S_2$

Náhle rozšírenie potrubia		Náhle zúženie potrubia	
S_1/S_2	ξ (-)	S_1/S_2	ξ (-)
0,1	0,81	0,01	0,50
0,2	0,64	0,10	0,47
0,3	0,49	0,20	0,45
0,4	0,35	0,30	0,38
0,5	0,25	0,40	0,34
0,6	0,16	0,50	0,30
0,7	0,09	0,60	0,25
0,8	0,04	0,70	0,20
0,9	0,01	0,80	0,15
1,0	0,00	0,90	0,09

Do tlakových strát výmenníka tepla sa nezahrňujú straty vo vstupnom a výstupnom hrdle, pretože veľkosť hrdiel sa riadi priemerom vstupného a výstupného potrubia a tieto straty sa zahrňujú do strát potrubia.

Straty hrdiel (vstupného a výstupného) je možné stanoviť podľa nasledujúceho vzťahu:

$$\Delta p_h = \xi_h \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho, \quad (\text{Pa}) \quad (8-10)$$

kde ξ_h je súčiniteľ zahrňujúci odpor hrdiel (-) a platí:

$$\xi_h = 2 \text{ pre } Re_h \leq 2\,300,$$

$$\xi_h = 1,4 \text{ pre } Re_h > 2\,300.$$

Celkové tlakové straty výmenníka tepla je súčtom tlakových strát vyvolaných trením a tlakových strát miestnymi odpormi:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{trením}} + \Delta p_{\text{miestnymi odpormi}}$$

8.2 Tlakové straty v plášťovom výmenníku tepla

Tlakové straty na strane rúriek

Vstupné a výstupné tlakové straty sú zahrnuté do faktorov trenia. Celkové tepelné straty na strane rúriek sú definované podľa nasledujúceho vzťahu:

$$\frac{\Delta p}{p_i} = \frac{G^2}{2 \cdot \rho_i \cdot p_i} \left[\lambda \cdot \frac{L}{d_h} \cdot \rho_i \cdot \left(\frac{1}{\rho_m} \right) + 2 \cdot \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right], \quad (\text{Pa}) \quad (8-11)$$

kde Δp je rozdiel tlakov (Pa); p_i je tlak na vstupe do výmenníka tepla (Pa); ρ_i a ρ_o je hustota na vstupe a na výstupe výmenníka tepla ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$); G je hmotnostná rýchlosť ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$) $G = \rho \cdot w$; d_h je hydraulický priemer (m); μ_m je stredná hodnota hustoty média vo výmenníku tepla ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$).

Tlakové straty v medzirúrkovom priestore

Celkové tlakové straty sú súčtom tlakových strát trením a miestnymi odpormi. Tlakové straty sa stanovujú pre medzirúrkový priestor:

- Pre priečne obtekanie rúriek kotlového výmenníka s jedným chodom a štandardnými segmentovými prepážkami.
- Pre šikmé obtekanie rúriek výmenníka s jedným chodom v medzirúrkovom priestore, bez stredovej rúrky.
- Pre šikmé obtekanie rúriek výmenníka s jedným chodom v medzirúrkovom priestore, so stredovou rúrkou.

Tlakové straty miestnymi odpormi v medzirúrkovom priestore sa započítavajú do tlakových strát potrubia, tlakové straty v tomto sa teda rovnajú tlakovým stratám, ktoré vznikli trením.

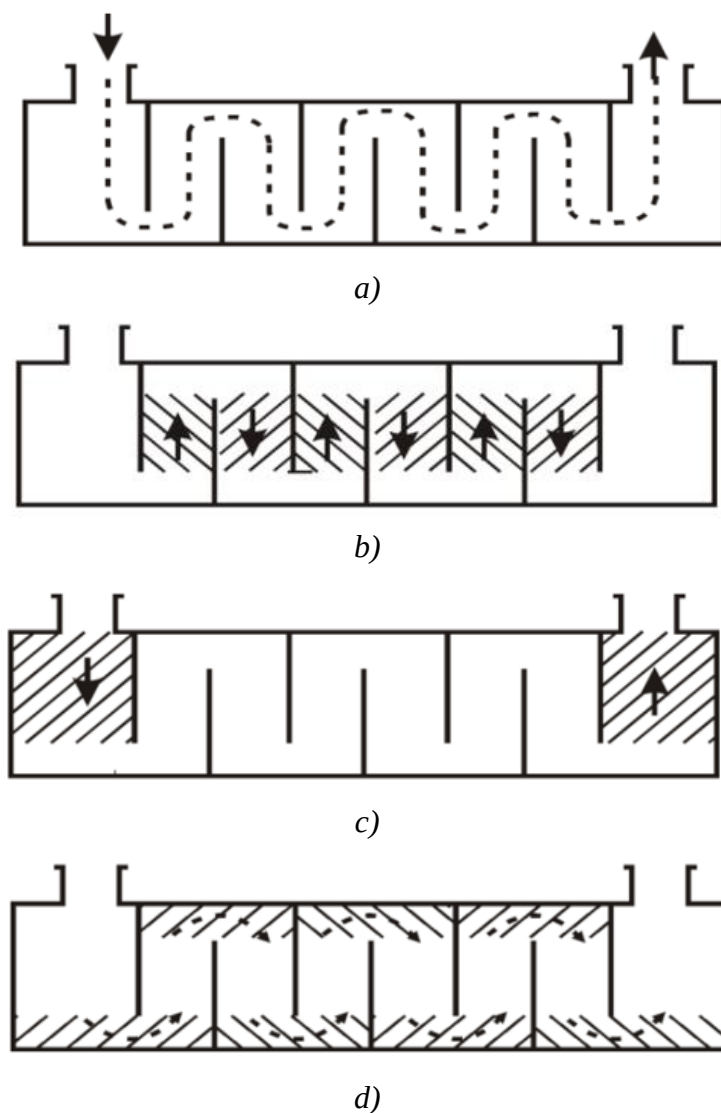
Tlakové straty kotlového výmenníka tepla v medzirúrkovom priestore so štandardnými segmentovými prepážkami

Tlakové straty trením v tomto výmenníku tepla sú vyjadrené nasledujúcim vzťahom:

$$\Delta p_{trkv} = \Delta p_{trp} + \Delta p_{trn} + \Delta p_{tro}, \quad (\text{Pa}) \quad (8-12)$$

kde Δp_{trkv} sú tlakové straty trením v kotlovom výmenníku tepla (Pa); Δp_{trp} sú tlakové straty trením pri priečnom obtekaní rúriek v prepážkovom priestore zväzku (Pa); Δp_{trn} sú tlakové straty trením pri priečnom obtekaní v priestore bez prepážok (Pa); Δp_{tro} sú tlakové straty trením pri pozdĺžnom a priečnom obtekaní rúriek v priestore nad/pod prepážkami (Pa) (vrátane otočenia prúdu o 180°).

Na obr. 8.2 sú znázornené straty trením v kotlovom výmenníku jedným chodom – schematické znázornenie jednotlivých trecích strát.



Obr. 8.2 Straty trením v kotlovom výmenníku jedným chodom – schematické znázornenie jednotlivých trecích strát

a – celkové trecie straty, b – trecie straty pri priečnom obtekaní rúriek,

c – trecie straty pri priečnom obtekaní v priestore bez prepážok,

d – trecie straty pri obtekaní v priestore nad prepážkami

(VDI Heat Atlas, 2010)

A) Tlakové straty trením pri priečnom obtekaní rúriek s prepážkami – Δp_{trp}

Pre tieto straty platí nasledujúci vzťah:

$$\Delta p = \Delta p_{trp} = 2 \cdot \lambda_p \cdot n_{rp} \cdot (n_p - 1) \cdot \rho \cdot w_{max}^2 \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot z_3, \quad (\text{Pa}) \quad (8-13)$$

kde λ_p je súčiniteľ trením pre priečne obtekanie rúriek, pre ktorý platí, že je funkciou:

$$\lambda_p = f(Re, t_t/d, \text{usporiadanie rúrok}),$$

kde t_t je rozteč rúriek (m); d je priemer rúrky v rúrkovom zväzku (m); n_p je počet prepážok (-); n_{rp} je počet rúriek medzi rozrezanými prepážkami (-); w_{max} je rýchlosť v najužšom prietochom priereze zaplneného priestoru medzi jednou roztečou prepážok (m.s^{-1}).

Súčiniteľ trecích strát pre priečne obtekanie rúrok sa stanoví podľa nasledujúceho vzťahu:

$$\lambda_p = c_1 \cdot \left(\frac{1,33}{t_t/d}\right)^a \cdot Re^{a_1}, \quad (-) \quad (8-14)$$

kde

$$a = \frac{c_2}{1 + 0,14 \cdot Re_2^{a_2}} \quad (-) \quad (8-15)$$

Koeficienty c_1 , c_2 a exponenty a_1 , a_2 vo vzťahu (8-14) sú uvedené v tabuľke 8.4.

Tabuľka 8.4 Hodnoty koeficientov c_1 , c_2 a exponentov a_1 , a_2 zo vzťahu (8-15)

Uhol usporiadania rúriek	Re (-)	c_1 (-)	a_1 (-)	c_2 (-)	a_2 (-)
30°	$10^5 - 10^4$	0,372	-0,123	7,00	0,500
	$10^4 - 10^3$	0,486	-0,152		
	$10^3 - 10^2$	0,570	-0,476		
	$10^2 - 10$	45,10	-0,973		
	menšie ako 10	48,00	-1,000		
45°	$10^5 - 10^4$	0,303	-0,126	6,59	0,520
	$10^4 - 10^3$	0,333	-0,136		
	$10^3 - 10^2$	3,500	-0,476		
	$10^2 - 10$	26,20	-0,913		
	menšie ako 10	32,00	-1,000		
90°	$10^5 - 10^4$	0,391	-0,149	6,30	0,378
	$10^4 - 10^3$	0,0815	+0,022		
	$10^3 - 10^2$	9,090	-0,602		
	$10^2 - 10$	32,10	-0,963		
	menšie ako 10	35,00	-1,000		

Rýchlosť w_m sa môže stanoviť podľa nasledujúceho vzťahu:

$$w_{max} = \frac{\dot{m}}{S_m \cdot \rho} \quad (\text{m.s}^{-1}) \quad (8-16)$$

Prietočný prierez zaplneného priestoru medzi jednou roztečou prepážok v osi výmenníka S_m je definovaný nasledujúcim vzťahom:

$$S_m = \left(s_{tp} + \sum s_{tt} \right) \cdot (t_p - s_p), \quad (\text{m}^2) \quad (8-17)$$

kde s_{tp} je vzdialenosť krajných rúriek od plášťa (m) (v osi výmenníka); s_{tt} je vzdialenosť rúriek od seba v osi výmenníka (m); t_p je rozteč prepážok (m); s_p je hrúbka prepážky (m).

Výpočet korekčných faktorov

Korekčné faktory z_1, z_2, z_3 zo vzťahu (8-13) majú nasledujúci význam a môžu sa stanoviť nasledujúco.

Korekčný faktor z_1 zohľadňuje zmenu látkových vlastností v medznej vrstve, vrátane vplyvu smeru tepelného toku a platí:

$$z_1 = \left(\frac{\mu_s}{\mu} \right)^{0,14} - \text{pre kvapaliny}$$

bez ohľadu na smer tepelného toku.

$$z_1 = \left(\frac{\bar{T}_s}{\bar{T}} \right)^a - \text{pre plyny,}$$

kde

$a = 1$ pre smer tepelného toku s medzirúrkového priestoru.

$a = 0,25$ pre smer tepelného toku do medzirúrkového priestoru.

Korekčný faktor z_2 zohľadňuje vplyv obtokových prúdov medzi rúrkovým zväzkom a plášťom výmenníka tepla:

$$z_2 = \exp \left[-c_1 \cdot \frac{S_s}{S_m} \cdot \left(1 - \sqrt[3]{\frac{2 \cdot n_{pt}}{n_{rp}}} \right) \right], \quad (-) \quad (8-18)$$

kde S_s je prietočný prierez obtokového prúdu medzi jednou roztečou prepážok v osi výmenníka (m^2); S_m je prietočný prierez zaplneného priestoru medzi jednou roztečou prepážok v osi výmenníka (m^2); n_{pt} je počet tesniacich líšt (-); n_{rp} je počet rúriek medzi rozrezanými prepážkami (-).

$c_1 = 1,5$ (-), pre $Re < 100$.

$c_1 = 1,35$ (-), pre $Re \geq 100$.

Korekčný faktor z_3 zohľadňuje vplyv stratových prúdov medzi prepážkou a plášťom a medzi rúrkovými zväzkami a otvormi v prepážkach:

$$z_3 = \exp \left[-1,33 \cdot \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}} \right) \left(\frac{S_{ps} + S_{tp}}{S_m} \right)^b \right] \quad (-) \quad (8-19)$$

$$b = \left[-0,15 \cdot \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}} \right) + 0,8 \right], \quad (-) \quad (8-20)$$

kde S_{ps} je prietokový prierez medzi prepážkou a plášťom (m^2); S_{tp} je prietokový prierez v prepážke (m^2), t. j. medzi rúrkami a otvormi v prepážke; S_m je prietokový prierez zaplneného priestoru medzi jednou roztečou prepážky v osi výmenníku (m^2).

B) Tlakové straty trením pri priečnom obtekaní rúriek v priestore bez prepážok – Δp_{trn}

Podobne ako tlakové straty medzi prepážkami, sa dajú tlakové straty v priestore bez prepážok vyjadriť nasledujúcim vzťahom:

$$\Delta p_{trn} = 2 \cdot \lambda_n \cdot n_{rp} \cdot (n_p + n_v) \cdot \rho \cdot w_{max}^2 \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot z_4, \quad (Pa) \quad (8-21)$$

kde λ_n je súčiniteľ trenia pre priečne obtekanie rúriek (-); n_v je počet rad rúriek vo výreze nad prepážkou (-).

Korekčný faktor z_4 zohľadňuje veľkosť priestoru bez prepážok pod hrdlom a stanoví sa podľa nasledujúceho vzťahu:

$$z_4 = 2 \cdot \left(\frac{2 \cdot t_p}{l_n} \right)^{2-a}, \quad (-) \quad (8-22)$$

kde t_p je rozteč prepážok (m); l_n je dĺžka rúriek v priestore bez prepážok (m).

$a = 1$, pre $Re < 100$,

$a = 0,2$, pre $Re \geq 100$.

C) Tlakové straty trením pri pozdĺžnom a priečnom obtekaní rúriek v priestore nad a pod prepážkami – Δp_{tro}

Pre tlakovú stratu trením pre laminárne prúdenie v medzirúrkovom priestore ($Re \leq 100$), platí nasledujúci vzťah:

$$\Delta p_{tro} = n_p \cdot \left[2 \cdot \rho \cdot \frac{w_s^2}{2} + 26 \cdot \frac{\dot{m} \cdot \mu}{\sqrt{S_m \cdot S_z}} \cdot \left(\frac{n_v}{t_t - d} + \frac{t_p}{d_h^2} \right) \right] \cdot z_4, \quad (Pa) \quad (8-23)$$

kde n_p je počet prepážok; w_s je rýchlosť pracovného média vzťahnutá ku strednému geometrickému priemeru prietochných prierezoch S_m a S_z ; S_m je prietochný prierez zaplneného priestoru medzi jednou roztečou prepážok v osi výmenníka; S_z je prietochný prierez zaplneného priestoru vo výreze nad prepážkou; $\dot{m}$ je hmotnostný prietok média, μ je jeho dynamická viskozita; n_v je počet priečne obtekaných rád rúriek vo výreze nad prepážkou; t_t je rozteč rúriek; d je priemer rúrky v rúrkovom zväzku; t_p je rozteč prepážok; d_h je hydraulický priemer výrezu nad prepážkou.

Rýchlosť pracovného média:

$$w_s = \frac{\dot{m}}{\sqrt{S_m \cdot S_z}} \quad (\text{m.s}^{-1}) \quad (8-24)$$

Hydraulický priemer výrezu nad prepážkou sa stanoví podľa nasledujúceho vzťahu:

$$d_h = \frac{4 \cdot S_z}{n_v \cdot \pi \cdot d + \pi \cdot D \cdot \frac{\varphi}{360}}, \quad (\text{m}) \quad (8-25)$$

kde D je priemer plášťa výmenníka (m); φ je uhol výrezu v prepážke ($^\circ$).

Pre tlakovú stratu trením pri turbulentnom prúdení v medzirúrkovom priestore ($Re > 100$), je možné použiť nasledujúci vzťah:

$$\Delta p_{tro} = n_p \cdot \left[(2 + 0,6 \cdot n_v) \cdot \rho \cdot \frac{w_s^2}{2} \right] \cdot z_4 \quad (\text{Pa}) \quad (8-26)$$

D) Tlakové straty trením pri šikmom obtekaní rúriek vo výmenníku tepla s prepážkami a jedným chodom v medzirúrkovom priestore – $\Delta p_{tr\check{s}}$

V prípade skrutkovicových prepážok sa celkové tlakové straty medzirúrkového priestoru rovnajú stratám trecím. Určovacia teplota pre stanovenie fyzikálnych vlastností je stredná teplota pracovnej látky, prípadne stredná teplota steny medzirúrkového priestoru. V takomto prípade platí nasledujúci vzťah:

$$\Delta p_{\check{s}} = \Delta p_{tr\check{s}} = \Delta p_{trn} + \Delta p_{tro}, \quad (\text{Pa}) \quad (8-27)$$

kde Δp_{trn} sú tlakové straty trením pri obtekaní rúriek mimo prepážky (Pa); Δp_{tro} sú tlakové straty trením v priestore s prepážkami (Pa).

Pre tlakové straty trením v priestore s prepážkami platí pre jedno stúpanie skrutkovice:

$$\Delta p'_{tro} = 2 \cdot \lambda_p \cdot n_r \cdot \rho \cdot \frac{w_1^2 \cdot l_{to}}{H_s} \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot z_5 \cdot z_6, \quad (\text{Pa}) \quad (8-28)$$

kde λ_p je súčiniteľ trecích strát pre priečne obtekanie rúriek (-); n'_r je počet radov rúriek na strednú prúdnicu jedného stúpania skrutkovice (-); w_1 je rýchlosť v najužšom prietochom priereze zaplneného priestoru na jedno stúpanie skrutkovice (m.s^{-1}); l_{to} je dĺžka časti rúrkového zväzku v prepážkovej časti (m); H_s je stúpanie skrutkovice (m).

Pre počet rúriek na strednú prúdnicu jedného stúpania platí nasledujúci vzťah:

$$n'_r = \frac{\pi \cdot D_s}{t_t \cdot c_1}, \quad (8-29)$$

kde D_s je priemer zväzku rúriek (m); t_t je rozteč rúriek (m).

$c_1 = 1,366$, pre uhol usporiadania rúrok 30° alebo 60° .

$c_1 = 1,707$, pre uhol usporiadania rúrok 45° alebo 90° .

Pre rýchlosť v najužšom prietochom priereze zaplneného priestoru na jednom stúpaní skrutkovice platí nasledujúci vzťah:

$$w_1 = \frac{\dot{m}}{S_{m\dot{s}} \cdot \rho \cdot \cos\varphi}, \quad (\text{m.s}^{-1}) \quad (8-30)$$

kde $S_{m\dot{s}}$ je prietochý prierez zaplneného priestoru medzi prepážkami v osi výmenníka (m^2),

$$S_{m\dot{s}} = \left[\frac{D - D_s}{2} + \frac{D_s - d}{4 \cdot t_t} \cdot \left(1 + \frac{1}{c_2} \right) \cdot (t_t - d) \right] \cdot \left(H_s - \frac{s_p}{\cos\varphi} \right), \quad (\text{m}^2) \quad (8-31)$$

kde D je vnútorný priemer plášťa (m); D_s je priemer rúrkového zväzku (m); d je vonkajší priemer rúrky (m); t_t je rozteč rúrok (m); H_s je stúpanie skrutkovice (m); s_p je hrúbka prepážky (m); φ je uhol skrutkovice ($^\circ$).

$c_2 = 0,866$, pre uhol usporiadania rúrok 30° alebo 60° .

$c_2 = 0,707$, pre uhol usporiadania rúrok 45° alebo 90° .

Korekčný faktor z_5 vyjadruje vplyv zmeny uhlu sklonu prepážky (zmeny uhlu prítoku média):

$$z_5 = 1,242 \cdot 0,291 \exp \left\{ -0,478 \cdot \left[\frac{\pi}{180} (90 - \varphi) \right]^{-1,733} \right\} \quad (-) \quad (8-32)$$

Korekčný faktor z_6 na anomálny nárast tlakových strát:

pre $\text{Re} \leq 100$ $z_6 = 1$

pre $\text{Re} \geq 5\,000$ $z_6 = -5,589 + 0,3848 \varphi - 0,004044 \varphi^2$ (musí platiť, že $z_6 \geq 1$).

E) Tlakové straty trením pri skrutkovicovom obtekaní rúriek v priestore bez prepážok – $\Delta p'_{tro}$

Tlaková strata v priestore bez prepážok vychádza zo vzťahu (8-28) s uvažovaním účinku priestoru bez prepážok korekčným faktorom z_4 :

$$\Delta p'_{tro} = 2 \cdot \lambda_p \cdot n'_r \cdot \rho \cdot \frac{w_1^2 \cdot l_{to}}{H_s} \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot z_4 \cdot z_5 \cdot z_6, \quad (\text{Pa}) \quad (8-33)$$

kde λ_p je súčiniteľ trecích strát pre priečne obtekanie rúriek (-); n'_r je počet radov rúriek na strednú prúdnicu jedného stúpania skrutkovice (-); w_1 je rýchlosť v najužšom prietochom priereze zaplneného priestoru na jedno stúpanie skrutkovice (m.s^{-1}); l_{to} je dĺžka časti rúrkového zväzku v prepážkovej časti (m); H_s je stúpanie skrutkovice (m).

Korekčný faktor z_4 je možné vyjadriť nasledujúcim vzťahom:

$$z_4 = \left(\frac{2 \cdot H_s}{l_t + H_s + l_{to}} \right)^{(2-a)} \quad (-) \quad (8-34)$$

pre $Re < 100$ $a = 1$.

pre $Re \geq 100$ $a = 0,2$.

8.3 Tlakové straty v doskovom výmenníku tepla

Súčiniteľ trenia v doskovom výmenníku tepla má nasledujúci tvar:

$$\lambda = \frac{C}{Re^y}, \quad (-) \quad (8-35)$$

kde C je konštanta charakteristická pre každý typ dosky a y je exponent pre rôzne rozsahy.

$$\lambda = \frac{2,5}{Re^{0,3}} \quad (-) \quad (8-36)$$

V literatúre (Usher) sa uvádza, že súčiniteľ trenia je v doskových výmenníkoch tepla pri turbulentnom prúdení 10 – 60 krát väčší, ako pri Reynoldsovom čísle v rúrkach kruhového prierezu. V inej literatúre sa uvádza, že to môže byť až 400 násobok.

Aj keď súčiniteľ trenia v porovnaní s tým v rúrkach je veľmi vysoký, tlakové straty sú znížené z nasledujúcich dôvodov:

- Rýchlosti médií sú nižšie a dosky nie sú dlhšie ako 1,8 m a preto je člen $(G^2/2)/L$ vo vzťahu tlakových strát omnoho menší, ako u rúrkových zariadení.

- Požadované hodnoty NTU sú dosahované len v niekoľkých chodoch výmenníka, preto sú tlakové zmeny využité pre prenos tepla a v tomto typu výmenníka nie sú straty tlaku spôsobené spätnými prúdmi.

Obečný vzťah pre tlakové straty v doskových výmenníkoch tepla sa skladá z nasledujúcich častí: *tlakové straty vstupným a výstupným otvorom výmenníka tepla, tlakové straty pri prúdení kvapaliny pozdĺž dosiek výmenníka a tlakové straty vplyvom zmeny polohy prúdu.*

Tlakové straty vstupným a výstupným otvorom výmenníka tepla sa stanoví podľa nasledujúceho vzťahu:

$$\Delta p = 1,5 \cdot \left(\frac{\rho \cdot w_v^2}{2} \right) \cdot N_k, \quad (\text{Pa}) \quad (8-37)$$

kde N_k je počet prechodov tekutiny (-); w_v je rýchlosť kvapaliny v hrdlách vstupu a výstupu (m.s^{-1}).

Tlakové straty pri prechode tekutiny medzi doskami, ktoré sú rovné:

$$p = \frac{4 \cdot \lambda \cdot L \cdot G^2}{2 \cdot d} \cdot \frac{1}{2} \cdot \left[\left(\frac{1}{\rho_{vys.}} - \frac{1}{\rho_{vst.}} \right) \right] + \left(\frac{1}{\rho_{vys.}} - \frac{1}{\rho_{vst.}} \right) \cdot G^2, \quad (\text{Pa}) \quad (8-38)$$

kde prvý člen vzťahu na pravej strane je tlaková strata trením, druhý člen je tlaková strata zmenou hybnosti; G je hmotnostná rýchlosť ($\text{kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$), $G = \rho \cdot w$; L je dĺžka toku prúdu (m); L je rovná vzdialenosť medzi stredmi vstupného a výstupného otvoru, pozdĺž dosiek výmenníka. V kvapalinách je efekt zmeny hybnosti zanedbateľný.

Tlakové straty vplyvom zmeny polohy prúdu sa stanovia podľa nasledujúceho vzťahu:

$$\Delta p_{zp} = \pm \rho \cdot g \cdot L, \quad (\text{Pa}) \quad (8-39)$$

kde znamienko + platí pre vzostupný prúd a znamienko – platí pre prúdenie dole; ρ je stredná hustota prúdu (kg.m^{-3}); g je gravitačné zrýchlenie (m.s^{-2}).

Celkový pokles tlaku v doskovom výmenníku tepla so započítaným vplyvom zmeny viskozity tekutiny sa stanoví podľa nasledujúceho vzťahu: (Stehlík 1991; Skočilasová, 2018; Dvořák, 1983)

$$\Delta p = \frac{4 \cdot \lambda \cdot L \cdot G^2}{2 \cdot g \cdot d} \cdot \left(\frac{\mu_s}{\mu_t} \right)^{0,14} \quad (\text{Pa}) \quad (8-40)$$

Merný pokles tlaku (Jensenovo číslo)

Pri posudzovaní výkonu každého výmenníka tepla môže byť použitá merná tlaková strata (Jensenovo číslo J).

Toto je definované ako *tlaková strata na NTU* t. j.: (Kuppan, 2013)

$$J = \frac{\Delta p}{NTU} \quad (\text{PaNTU}^{-1}) \quad (8-41)$$

Jensen uvádza, že optimálne hodnoty J pre výmenník voda – voda u komerčne dostupných výmenníkov sú okolo 4,4 psi/NTU. (Pozn: Jednotka psi je definovaná, ako tlak zodpovedajúci gravitačnej sile pôsobiacej prostredníctvom telesa s hmotnosťou jednej libry na plochu jedného štvorcového palca, $1 \text{ psi} = 1 \text{ lb} / \text{in}^2 \approx 6\,894,757 \text{ Pa}$ (jednotka sústavy SI).

9. KONTROLNÝ VÝPOČET VÝMENNÍKOV TEPLA

Kontrolný výpočet sa vykonáva, pokiaľ je potrebné overiť tepelný výkon a tlakové straty u prevádzkovaného výmenníka tepla, či u výmenníka ponúkaného dodávateľom, ktorý sa líši od požadovaných parametrov.

Tento spôsob výpočtu je vhodný použiť najmä v prípadoch:

- *Posudzovania vhodnosti ponúkaného výmenníka tepla pre požadované parametre.*
- *Posudzovania funkcie výmenníka tepla po uvedení do prevádzky.*
- *Posudzovania schopnosti výmenníka tepla prispôbiť sa zmeneným podmienkam prevádzky.*
- *Porovnávanie skutočne dosahovaných parametrov výmenníka tepla (výkon, teplota,...) prevádzkovaného výmenníka tepla od hodnôt deklarovaných.*

Medzi vstupné parametre pre vykonanie kontrolného výpočtu patrí: rýchlosť, teplota a tlak vstupujúcich pracovných médií, ich termofyzikálne vlastnosti a vlastnosti materiálu teplovýmennej plochy, geometrické parametre výmenníka tepla.

Hlavnými výstupnými parametrami výmenníka tepla sú výstupné teploty oboch médií, tepelný výkon, alebo dĺžka výmenníka tepla.

V prípade, že kontrolným výpočtom výmenníka tepla sa zistí, že výkon, poprípade tlakové straty sa príliš nelíšia od deklarovaného, môže byť daný výsledok akceptovateľný. Pokiaľ ale niektorý z parametrov nevyhovuje, je potrebné voliť iné riešenie, napríklad iné konštrukčné usporiadanie, inú veľkosť výmenníka tepla (Skočilasová, 2018).

10. PREVÁDZKA VÝMENNÍKOV TEPLA

Pri prevádzke výmenníkov tepla vznikajú určité základné mechanizmy porúch, ktoré je nutné brať do úvahy. A sú to:

- *Zanášanie.*
- *Korózia.*
- *Abrázia.*

Z ďalších možných porúch výmenníkov prichádzajú do úvahy:

- *Zlé zvary.*
- *Trhliny v dôsledku vibrácií zväzku rúrok.*
- *Kavitačné poškodenie.*

10.1 Zanášanie

Zanášanie je usadzovanie rôznych materiálov (najmä soľou, koróznymi produktmi a pevnými látkami) z teplotných médií na teplotných plochách. Tieto usadeniny tu vytvoria zvýšený tepelný odpor a tým znižujú prenos tepla. Taktiež môžu vytvoriť korozívne prostredie. Ďalším negatívnym dopadom nánosov je zúženie prietoku prierezu a tým zvýšenie rýchlosti prúdenia média, zvýšenie tlakovej straty a vyšší výkon čerpadiel a ventilátorov. Pri úplnom zanesení vplyvom vysokého tlaku môže dôjsť aj k prasknutiu rúriek, zvaru, či vytrhnutiu rúrky z rúrkovnice.

Nánosy majú oproti materiálu stien výmenníka tepla nízku tepelnú vodivosť (vodný kameň $\lambda = 1,9 - 3,1 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, nános zo strany spalín $\lambda = 1 - 2 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$), dochádza teda k horšiemu prechodu tepla a znižuje sa výkon výmenníka tepla.

Zanášanie je možné ovplyvniť:

- *Konštrukčnými opatreniami.*
- *Znížením koncentrácie solí v pracovných médiách.*
- *Zníženie koncentrácie popola v spalínach.*
- *Mechanickým čistením rúriek (odfukovaným).*
- *Chemickým čistením.*

10.2 Korózia

Korózia vo výmenníkoch je spôsobená teplotnými médiami a kvalitou teplotných rúrok. Korózia oslabuje rúrku a v spojení s nánosmi spôsobuje zvýšenie

poruchovosť. Korózne produkty niekedy u malých priemeroch rúriek spôsobuje zanesenie. Najčastejšími príčinami korózie zo strany vody je zlý pH faktor a zle odplynená voda.

10.3 Abrázia

Abrázia vzniká tam, kde teplotonosné média obsahujú tuhé častice, väčšinou zo spaľovania. Tieto častice (väčšinou na strane spalín) spôsobujú úbytok materiálu. Typické sú tieto abrázie u ohrievačov vody a u ohrievačov vzduchu kotla. Prevencia je možná znížením rýchlosti spalín, prípadne pasívnymi ochranami, t. j. plechy v prvom rade rúriek a riešením rúrok v zákryte (Baláš, 2013).

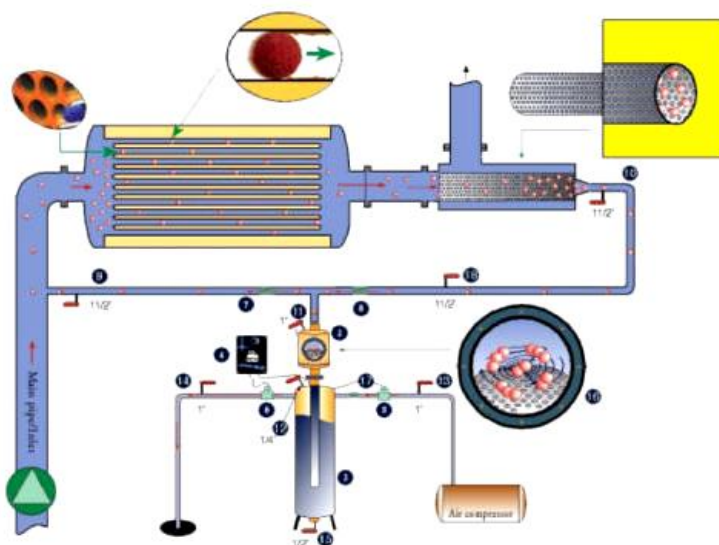
10.4 Čistenie výmenníkov tepla

Mechanické čistenie výmenníkov tepla

Pri mechanickom čistení sú usadeniny odstraňované sekaním, odškrabávaním, vylamovaním a pod. Tento spôsob čistenia je značne prácny a zvyčajne vyžaduje demontáž výmenníka. Navyše môže mať za následok poškodenie výmenníka tepla (Krbek, 1990).

Mechanické čistenie za prevádzky metódou CQM

Mechanické čistenie za prevádzky metódou CQM je čistenie vykonávané za prevádzky výmenníka, plastovými guľôčkami s povrchovými hrotmi, ktoré majú rovnaký priemer ako rúrky výmenníka tepla. Guľôčky sú v nastavených časových intervaloch vpustené do okruhu výmenníka a pretiahnuté rúrkami, čím strhnú všetky novo vzniknuté usadeniny. Tento typ čistenia je najvhodnejší, ak sa vytvárajú drobné krehké usadeniny, ktorých odpor pri odstraňovaní je nízky. Metóda CQM je znázornená na obr. 10.1 (Alfalaval, 2019).



Obr. 10.1 Mechanické čistenie metódou CQM
(Dostrading, 2019)

Chemické čistenie výmenníkov tepla

U doskových výmenníkov sa najčastejšie používa chemické čistenie CIP (cleaning in place). Po odpojení sa systém vypustí, prepláchne vodou a proti pôvodnému smeru médiá sa čistí vhodným čistiacim prostriedkom. Výberu prostriedku je treba venovať zvýšenú pozornosť. Čisté chemikálie alebo nevhodná voľba môže zariadeniam nenávratným spôsobom poškodiť.

Čistiaci prostriedok sa vyberá podľa niekoľkých kritérií ako účinnosť, vhodnosť pre dané prostredie, schopnosť pôsobiť na rôzne druhy usadenín, inertné správanie k materiálu výmenníka, a pod. Po vyčistení sa musí vykonať neutralizácia a dôkladný preplach vodou. Čistenie doskového výmenníka metódou CIP je znázornené na obr. 10.2 (Candd, 2019).



*Obr. 10.2 Chemické čistenie metódou CIP
(Alfalaval, 2019)*

U spájkovaných doskových výmenníkov je to jediná možnosť ako ich vyčistiť. Preto u nich nikdy nesmie dôjsť k úplnému zaneseniu, kedy nie je možná cirkulácia čistiacej kvapaliny výmenníkom.

Na čistenie rúrkových výmenníkov sa používajú čistiace prostriedky podobne ako u doskových výmenníkov. Výmenník sa čistí za zvýšeného tlaku. Príklad ručného čistenia je znázornené na obr. 10.3.

Výhody chemického čistenia spočívajú predovšetkým v tom, že je pomerne rýchle, účinné, teplovýmenné plochy nie sú mechanicky poškodené, je dosiahnuté očistenie celého povrchu vrátane ťažko prístupných miest a nie je tak prácne.



*Obr. 10.3 Ručné čistenie
(Africatuff, 2019)*

11. ROZDELENIE VÝMENNÍKOV TEPLA

Výmenník tepla je zariadenie, ktoré umožňuje prenos tepelnej energie medzi dvoma alebo viacerými teplotonosnými látkami. Tento prenos tepla môže byť priebežný alebo prerušovaný.

Teplo pritom prechádza z teplejšej látky na chladnejšiu látku. Pracovné látky pritom môžu byť v kvapalnom alebo plynnom stave a taktiež môžu byť v jednej alebo dvoch fázach (Baláš, 2009; Stehlík, 1991).

Výmenníky tepla je možné rozdeliť podľa viacerých kritérií a to nasledovne:

Rozdelenie výmenníkov tepla podľa spôsobu prenosu tepla

Prenos tepla vo výmenníkoch tepla býva kombinovaný proces, na ktorom sa podieľajú všetky druhy mechanizmu prenosu tepla (prirodzená, nútená konvekcia (prestup tepla), vedenie tepla a sálanie/žiarenie). Najčastejšie sú výmenníky tepla s prevládajúcou konvekčnou zložkou prenosu tepla.

Prenos tepla z teplotonosnej látky, ktorá teplo odovzdáva, na druhú látku, ktorá teplo prijíma, sa môže realizovať dvoma spôsobmi: *kontaktným*, kde sa dostávajú obidve látky do priameho kontaktu a *bezkontaktné*, kde je teplo prenášané prostredníctvom ďalšieho člena či média.

Bezkontaktný prenos tepla je realizovaný v nasledujúcich typoch výmenníkov tepla:

- *Rekuperačné výmenníky tepla* (vyznačujú sa tým, že pracovné látky medzi ktorými je teplo zdieľané, oddeľuje pevná stena pracovných plôch tvoriacich teplovýmenný povrch).
- *Regeneračné výmenníky tepla* (u ktorých je prenos tepla medzi dvoma hlavnými látkami sprostredkovaný tretou teplotonosnou látkou, ktorá akumuluje teplo prevzaté od teplejšej tekutiny a odovzdáva ho chladnejšej tekutine, bez toho aby pracovné látky prichádzali do priameho styku).

Kontaktný prenos tepla je realizovaný v nasledujúcich typoch výmenníkov tepla:

- *Zmiešavacie výmenníky tepla* (dochádza k prenosu tepla fyzicky zmiešaním obidvoch látok).
- *Kontaktné výmenníky tepla* (obidve látky, teplé a studené majú rozdielnu fázu, prípadne majú rovnakú fázu, ale nemiešateľné, po vzájomnom kontakte a odovzdaní tepla sú od seba obidve látky opäť oddelené. Teplovýmenná plocha takéhoto výmenníka je daná povrchom častíc pevnej fázy).

Rozdelenie výmenníkov tepla podľa konštrukčného riešenia

Základné rozdelenie podľa konštrukčného riešenia je podľa tvaru pracovnej teplovýmennnej plochy na výmenníkoch tepla:

- *Rúrkové* – dvojrúrkové (rúrka v rúrke), kotlové, špirálové rúrkové, atď.;
- *Doskové* – rámové (rozoberateľné), plášťové (nerozoberateľné), špirálové doskové, lamelové, atď.;
- *S rozšírenou teplovýmennou plochou* – lamelové, rebrované, atď.;
- *Špeciálne technológie* – výmenník tepla so stieraným povrchom, atď.;
- *Regenerátory* – s pevnou základňou (matricou), rotačný regenerátor.

Rozdelenie výmenníkov tepla podľa kompaktnosti teplovýmennnej plochy

Pod názvom kompaktný výmenník tepla sa spravidla rozumie výmenník s mernou teplovýmennou plochou väčšou ako $700 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$.

Kompaktný výmenník tepla využíva kompaktnú plochu na jednej alebo viacerých stranách výmenníka tepla, pracujúci s dvoma alebo viacerými látkami.

Rozdelenie výmenníkov tepla podľa počtu teplonosných látok

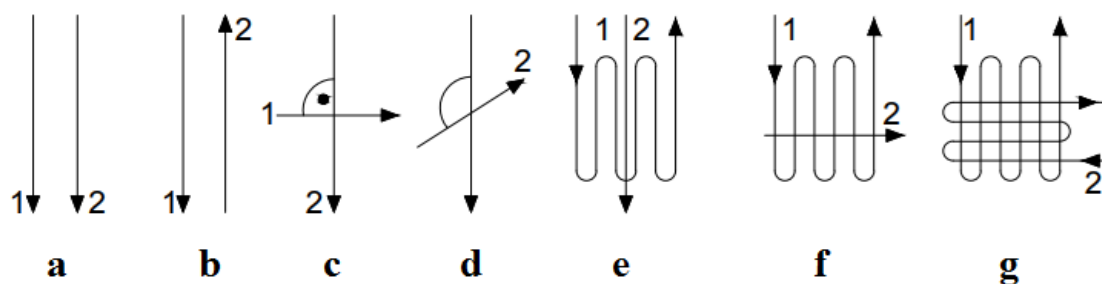
Väčšia časť procesov ohrevu, chladenia, výmeny tepla používa dve látky. Najčastejšie sú preto výmenníky tepla s dvoma látkami. Teplejšia látka odovzdá časť svojej tepelnej kapacity, chladnejšej látke, ktoré teplo prijíma.

Výmenníky tepla s tromi látkami sa používajú v kryogennej technike alebo v špeciálnych procesoch, napríklad v oddeľovaní vzduchu, jednotkách separácie hélia a vzduchu, čistenie a skvapalňovanie vodíka, a podobne.

Výmenníky tepla až s 12-tými prúdmi látok sú používané v aplikáciách chemických procesov.

Rozdelenie výmenníkov podľa vzájomného smeru prúdenia teplonosných látok

Vo väčšine výmenníkov tepla prúdia látky niekoľkými rôznymi smermi, či sa smery striedajú alebo kombinujú. V zásade sa ale môžu prúdy teplonosnej látky vo výmenníku tepla rozdeliť do nasledujúcich kategórií (obr. 11.1):



Obr. 11.1 Typy prúdenia teplotonosných látok
a – súprúd, b – protiprúd, c – krížové prúdenie,
d – šikmé prúdenie, e – g – kombinované prúdenie
(Kadrnožka, 2001)

- *Súprúdové*, smery osí prúdov ohrievacieho a ohrievaného média (látok) sú rovnobežné a vektory rýchlostí majú rovnaký smer.
- *Protiprúdové*, smery prúdu sú rovnobežné a majú opačný smer.
- *Krížové*, osi prúdov sú mimobežné a v kolmom priemete spolu zvierajú uhol 90° .
- *So šikmým vzájomným prúdom*, osi prúdov zvierajú v kolmom priemete spolu uhol väčší ako 90° alebo uhol menší ako 90° .
- *Viacnásobne súprúdové, protiprúdové a krížové prúdenie.*
- *S kombinovaným prúdením.*

Rozdelenie výmenníkov podľa kombinácie teplotonosných látok

Látky vo výmenníkoch tepla sa používajú v kvapalnom alebo plynnom stave. Ich fyzikálne vlastnosti a kombinácie určujú použitie a účinnosť výmenníka tepla. Látky vo výmenníkoch tepla sa používajú v nasledujúcich kombináciách:

- *Kvapalina – kvapalina* (voda – voda).
- *Kvapalina – plyn* (voda – plyn, spaliny – voda, olej – para).
- *Plyn – plyn* (para – para, spaliny – para, vzduch – para), atď.

Kvapalina – kvapalina

Výmenníky tepla typu kvapalina – kvapalina sú výmenníky tepla kotlové a doskové. Obidve látky sú čerpané a prechádzajú výmenníkom tepla najčastejšie nútenou konvekciou. Relatívne veľká hustota kvapalín má za následok veľký tepelný tok. Takže za normálnych okolností sa nemusí používať vybavenie ku zvýšeniu prenosu tepla, ako je napríklad rebrovanie rúrky.

Kvapalina – plyn

Výmenníky tepla typu kvapalina – plyn sú väčšinou rúrkové rebrované výmenníky tepla, v ktorých kvapalina prúdi vnútri rúriek a plyn prúdi zvonku medzi rebrami. Najčastejším typom tohto výmenníka tepla je vykurovacie teleso, typické je chladenie plášťa motoru vodou/vzduchom. Ďalším príkladom sú chladiče vzduchu, olejové chladiče lietadiel, kondenzátory a výparníky klimatizačných jednotiek, atď.

Kvapalina prechádza rúrkami, pretože má vysoký súčiniteľ prestupu tepla. Prúd vzduchu je vháňaný do medzirúrkového priestoru, medzi rebrá. Súčiniteľ prestupu tepla na strane vzduchu je omnoho menší, ako na strane kvapaliny. Rebrá sú umiestnené zvonku rúriek, aby sa zvyšovala teplovýmenná plocha a zvyšoval sa tepelný tok.

Plyn – plyn

Výmenníky tepla typu plyn – plyn sú napríklad výmenníky tepla, ktoré využívajú teplo z odpadných plynov (spaľovacích) pre predohrev vzduchu, patria sem rotačne regenerátory, medzichladiče a dochladzovače, chladiče vzduchu naftových agregátov, atď.

Vo viacerých prípadoch je jeden plyn stlačený, s vysokou hustotou, zatiaľ čo druhý pracuje pod nízkym tlakom a s nízkou hustotou. V porovnaní s výmenníkmi typu kvapalina – kvapalina, pracovné plochy plynového výmenníka tepla sú omnoho väčšie, pretože súčiniteľ prestupu tepla na strane plynu je omnoho menší, ako na strane kvapaliny.

Preto výmenníky tepla typu plyn – plyn používajú sekundárne (prídavné) teplovýmenné plochy pre zvýšenie prestupu tepla.

Zmena fázy média (látky)

Výmenníky tepla môžu byť navrhnuté tak, aby dochádzalo ku:

- *Zmene skupenstva jednej teplotonosnej látky.*
- *Zmene skupenstva oboch teplotonosných látok.*

Tepelné výmenníky tepla založené na zmene fázy sú:

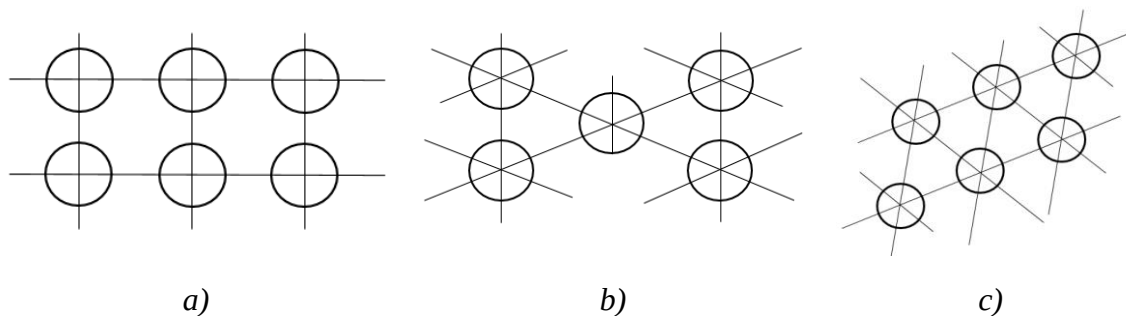
- *Kondenzátory.*
- *Výparníky.*

Kondenzátory sú výmenníky tepla, kde prebieha výmena tepla pri kondenzácii pár sledovanej kvapaliny. Chladiacou kvapalinou býva zvyčajne voda, ale môže to byť aj iná kvapalina. Jej skupenstvo sa pritom nemení.

Avšak v týchto zariadeniach dochádza k fázovej premene pary na kvapalinu. Preto súčiniteľ prestupu tepla pri blanovej kondenzácii z pary do steny sa musí počítať podľa vzťahov zahrňujúcich aj tento jav. Obsah neskondenzovaných plynov (najčastejšie vzduch) v parách veľmi zhoršuje prestup tepla. Aby sa zabránilo hromadeniu inertných plynov

v kondenzátore, a tým ďalšiemu zhoršovaniu prestupu tepla, treba zo všetkých kondenzátorov pravidelne vypúšťať alebo odsávať neskondenzované plyny.

Zlepšenie prestupu tepla sa dosahuje pri ležatých kondenzátoroch vhodným usporiadaním rúrok v radoch nad sebou tak, aby čo najmenej kondenzátu stekalo na nižšie položené rúrky (obr. 11.2).



Obr. 11.2 Usporiadanie rúrok kondenzátorov
a – za sebou, b – kosoštvorcové, c – „Ginabat“
(Procesné strojnictvo)

Výparníky/Odparky. Ohrievaná kvapalná látka sa v nich mení na paru. Tieto dôležité typy rúrkových výmenníkov tepla sa delia na: spalínové systémy a ostatné konštrukcie.

Spalínové výparníky, využívajú teplo z produktov spaľovania fosílnych palív, pri veľmi vysokých teplotách, ale pri normálnych tlakoch a vyrábajú paru. Spaľovacie systémy sú inštalované v kotloch, výmenníkový systém môže byť spalínový alebo vodný.

Ostatné výparníky, tieto zahŕňujú širokú škálu parných generátorov pracujúcich vo veľmi širokom rozmedzí teplôt od vysokoteplotných jadrových parných kotlov až po kryogénne splynovače na kvapalný zemný plyn. Patria sem aj chemické zariadenia a potravinárske odparky na odparovanie rozpúšťadiel, koncentrovaných roztokov.

Rozdelenie výmenníkov podľa iného hľadiska

Ďalšie druhy výmenníkov tepla je možné definovať podľa účelu a použitia na:

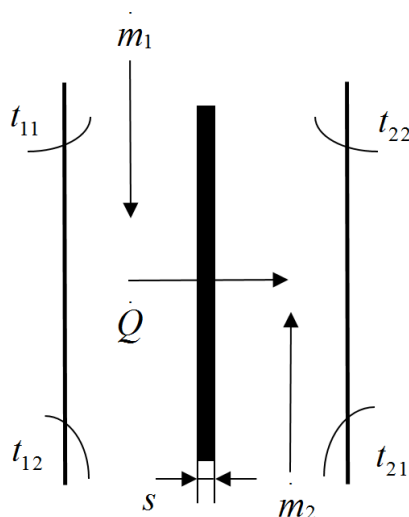
- *Ohrievače*, v ktorých ohrievaná látka zvyšuje svoju teplotu bez zmeny fázy (napr. ohrievač vzduchu).
- *Chladiče*, v ktorých ochladzovaná látka znižuje svoju teplotu bez zmeny fázy.
- *Výparník*, v ktorom sa ohrievaná kvapalina mení na plynnú fázu.
- *Kondenzátor*, v ktorom sa para odoberá teplo a para kondenzuje.
- *Prehrievač a prihrievač*, v ktorom dochádza k rastu teploty pary, k prehriatiu pary.

- *Parný generátor*, ktorý tvorí sústavu výmenníkov tepla (ohrievač, výparník a prehrievač).
- *Sušiareň*, prívodom tepla dochádza k zníženiu vlhkosti sušenej látky v tuhej fáze.
- *Termické odplyňovače vody*, parným ohrevom vody dochádza k vypudzovaniu plynov, pohltených vo vode.
- *Vykurovacie telesá*, na ohrev okolitého vzduchu (Baláš, 2009; Holoubek, 2002; Skočilasová, 2018; Hesselgreaves, 2001).

12. REKUPERAČNÉ VÝMENNÍKY TEPLA

Pri rekuperačných výmenníkoch tepla (obr. 12.1) transport energie prebieha prostredníctvom teplovýmennej plochy. V technickej praxi je to najčastejší prípad, keď sa teplo šíri medzi dvoma prostriedkami, zohrievajúcim a zohrievaným (nosiťmi tepla) cez tuhú stenu (najčastejšie rovinnú alebo valcovú). Látky pretekajúce výmenníkom nemenia svoj tlak, teplo sa teda šíri pri $p = \text{konšt.}$ Ako príklad možno uviesť vodný bojler, v ktorom preteká ohrievajúca para medzi rúrkovým priestorom a ohrievaná voda rúrkami, tvoriacimi teplovýmennú plochu, alebo predhrievač pary v parnom kotli, kde para prechádza rúrkami a okolo prúdi spaliny.

Výhodou rekuperátorov je ich tesnosť a schopnosť prevádzky pri značných tlakových rozdieloch ohrievajúceho a ohrievaného prostredia.



Obr. 12.1 Princíp rekuperačného výmenníka tepla
(Kadrnožka, 2001)

Používajú sa na predohrev vzduchu z nízko, stredne i vysokopotenciálneho zdroja. Napríklad z plynových spaľovní, zo žihacích a taviacich pecí. Teplonosná látka je zvyčajne znečistená pevnými alebo kvapalnými časticami, ktoré majú sklon sa usadzovať na teplovýmenných plochách. Teplonosné látky sú navzájom oddelené stenou, napr. rúrkami, lamelami, doskami. Výmena tepla medzi teplonosnými látkami prebieha kontinuálne.

Z hľadiska výberu vhodného materiálu výmenníka tepla rozoznávame

- *Plastové.*
- *Kovové.*
- *Keramické.*

Pri voľbe materiálu rekuperátora je dôležité poznať teplotu pracovnej látky. Teplota steny výmenníka je obmedzujúcim faktorom, ktorá vplýva na prechod tepla.

V plastových rekuperátoroch býva maximálne do 120 °C, v kovových maximálne 700 až 750 °C a pri keramických až 1 000 °C alebo vyššie. Nielen teplota steny, ale aj teplota vstupnej a výstupnej látky rekuperátora má svoju maximálnu hodnotu. Do kovových rekuperátorov vstupujú spaliny s teplotou 700 až 900 °C a ohriaty vzduch ukazuje na výstupe teplotu 300 až 500 °C. Keramické rekuperátory majú stavbu stien zloženú z odolnejšieho materiálu voči teplotám. Preto maximálna teplota spalín môže dosahovať 1 200 až 1 400 °C a ohriaty vzduch má teplotu 850 až 950 °C. Vlastnosti materiálu, ktoré súvisia s vedením tepla, závisia predovšetkým od súčiniteľa prestupu tepla zo spalín do steny a zo steny do vzduchu.

Prenos tepla medzi odovzdávajúcou a prijímajúcou látkou prebieha vo výmenníkoch tepla

- *Sálaním (žiarením); Konvekciou (prúdením).*
- *Kombináciou.*

Sálanie je spôsob prechodu tepla, ktorým sa teplo šíri vo forme elektromagnetického žiarenia s vlnovou dĺžkou od 10 do 400 µm. Tento prenos tepla je možný aj vo vákuu.

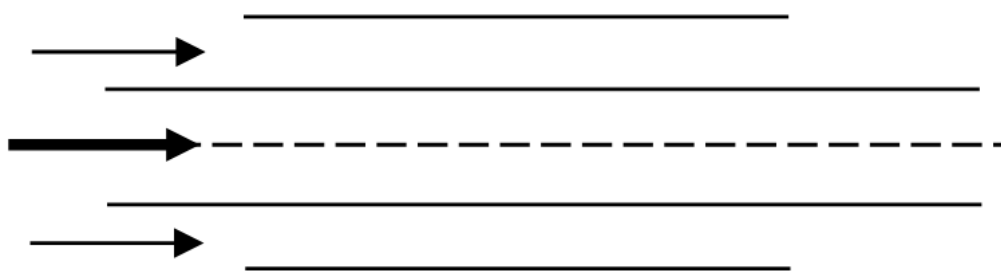
Konvekcia je prestup tepla, pri ktorom sa prostredníctvom zákonov termodynamiky a mechaniky tekutín prenáša teplo z teplotnej látky z miesta s vyššou teplotou do miesta s nižšou teplotou. Najčastejšie používaný prenos tepla vo výmenníkoch tepla je prestup tepla konvekciou (prúdením).

Na kombinácii sa podieľajú všetky druhy mechanizmov prenosu tepla. Využíva sa aj sálanie aj konvekcia (Výmenníky tepla, 2011; Technika pre tepelné procesy, 2015).

Výmenníky tepla delíme podľa toku tekutín na tri základné typy:

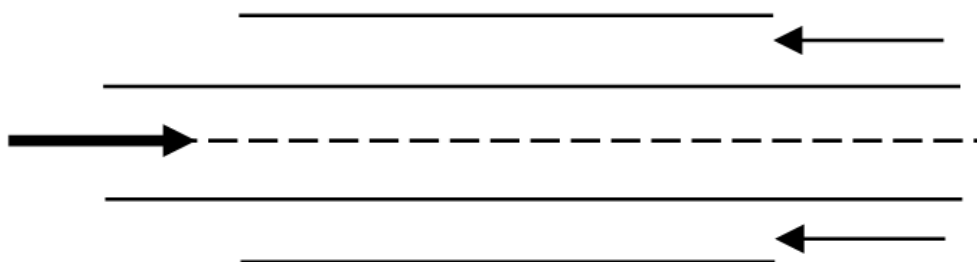
- *Súprúdne.*
- *Protiprúdne.*
- *So skríženým prúdom.*

Súprúdne výmenníky tepla majú smer látky obsahujúci nositeľ energie a ohrievanej látky rovnobežný, tak ako je to znázornené na obr. 12.2.



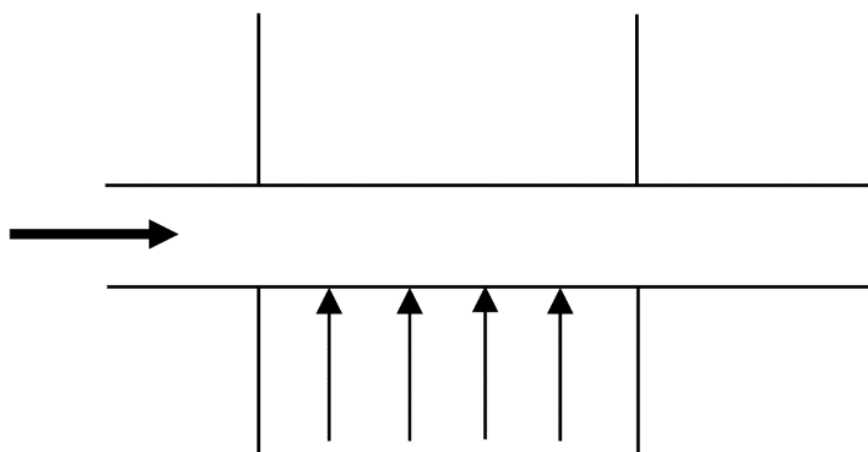
Obr. 12.2 Súprúdny tok tekutín vo výmenníku tepla
(Incropera, 2007)

V protiprúdnych výmenníkoch tepla má smer prúdenia látok opačnú orientáciu (obr. 12.3), ale prúdy sú navzájom rovnobežné.



Obr. 12.3 Protiprúdny tok tekutín vo výmenníku tepla
(Incropera, 2007)

Výmenníky tepla so skríženým prúdom majú osi prúdov navzájom mimobežné, najčastejšie zvierajú voči sebe uhol 90° (obr. 12.4).



Obr. 12.4 Skrížený prúd tekutín vo výmenníku tepla
(Incropera, 2007)

V rekuperačných výmenníkoch tepla sú pracovné látky oddelené pevnou stenou, ktorá tvorí výhrevnú plochu výmenníka.

Podľa tvaru a vyhotovenia tejto plochy sú najčastejšie používané výmenníky rúrkové, doskové a výmenníky s rebrovanými povrchmi. V kotloch sa používajú ako vysokotlakové a nízkotlakové ohrievače napájajúcej vody v systémoch regenerácie, kondenzátory parných turbín, chladiče oleja, spalínové výmenníky, ohrievače vzduchu a iné.

Z hľadiska skupenstva rozoznávame výmenníky tepla:

- Bez zmeny skupenstva teplotonosných látok.
- Zo zmenou skupenstva jednej teplotonosnej látky.
- Zmenou skupenstva oboch teplotonosných látok.

Z hľadiska zmien prúdenia rozoznávame:

- *Obmývanie priečne, t. j. kolmo na výhrevnú plochu rúrok.*
- *Obmývanie pozdĺžne, rovnobežne s osou rúrok.*

Z hľadiska usporiadania rúrok rozoznávame:

- *Rúrky za sebou.*
- *Rúrky predradené.*

Pre prenos tepla konvekciou je najvýhodnejší protiprúd, prúdenie vonkajšej pracovnej látky kolmo na výhrevnú plochu rúrok s prestriedaným usporiadaním. Výmenník tepla tohto vyhotovenia má obvykle najmenšiu výhrevnú plochu a zároveň aj najmenšiu hmotnosť.

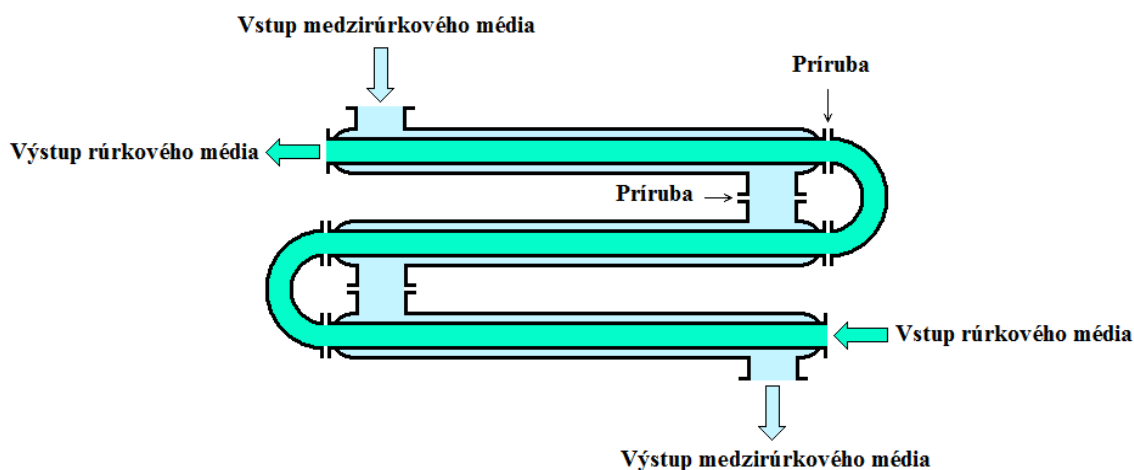
Rekuperačné výmenníky tepla tak môžu byť zhotovené v rôznych konštrukčných variantoch. Konštrukčné návrhy výmenníkov tepla sú navrhnuté tak, aby vyhovovali použitej pracovnej látke, ktorá bude prúdiť vo výmenníku tepla (Kabát, 1988; Kadrnožka, 2001).

13. RÚRKOVÉ VÝMENNÍKY TEPLA

Rúrkové výmenníky tepla patria medzi priemyselné najpoužívannejšie výmenníky tepla, majú univerzálne použitie. Látky pracujúce vo výmenníkoch tepla môžu byť kvapalné, plynné, prípadne ich kombinácia. Látky môžu prechádzať fázovými premenami. Vzájomná orientácia toku môže byť jednoduchá alebo kombinovaná (súprúd, protiprúd, krížový, kombinácia).

13.1 Dvojrúrkové výmenníky tepla typu rúrka v rúrke

Rúrkový výmenník tepla typu rúrka v rúrke sa skladá z dvoch rúrok nerovnakého priemeru. Rúrky sú vložené do seba a sú usporiadané koncentricky, tak ako je to znázornené na obr. 13.1. Prúd odpadového tepla prechádza vnútornou rúrkou s menším priemerom a prúd ohrievaného média (látky) prechádza vytvoreným medzikružím. Takéto prúdenie médií (látok) je výhodné z dôvodu čiastočného čistenia. Vnútorná rúrka je ľahko prístupná plocha, ktorú je možné ľahko vyčistiť (Jelemenský, 2011).



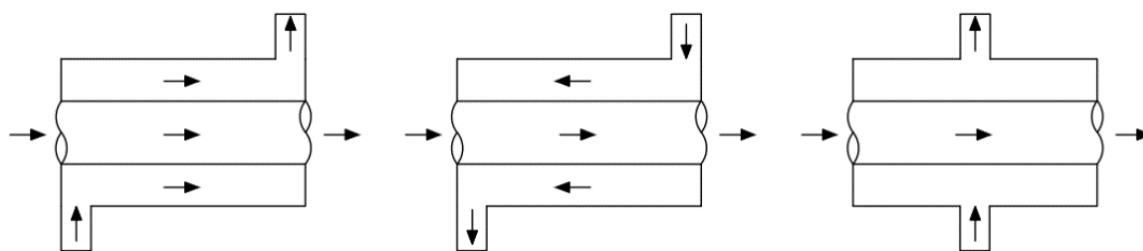
Obr. 13.1 Rúrkový výmenník tepla typu rúrka v rúrke
(Ashraf, 2014)

Tieto typy výmenníkov tepla sa často inštalujú v prípade extrémnych a špeciálnych prevádzkových podmienkach.

Môžu byť použité nasledujúce systémy: plyn – plyn; plyn – kvapalina; kvapalina – kvapalina; kondenzácia – plyn; kondenzácia – kvapalina.

Výhody pri použití výmenníka tepla typu rúrka v rúrke sú napr. pri čistení oboch plôch, pri nízkych objemových tokoch, pri veľkých teplotných rozdieloch, pri vysokých prevádzkových tlakoch, v prípade rýchlej zmeny teploty, alebo ak je požiadavka na čisto súprúdny alebo protiprúdny tok. Tieto výmenníky sú však náročné na pracovný priestor, a preto sa používajú pre malé a stredné výkony. Medzi ďalšie nevýhody patrí veľké množstvo použitého materiálu a zastavaná plocha.

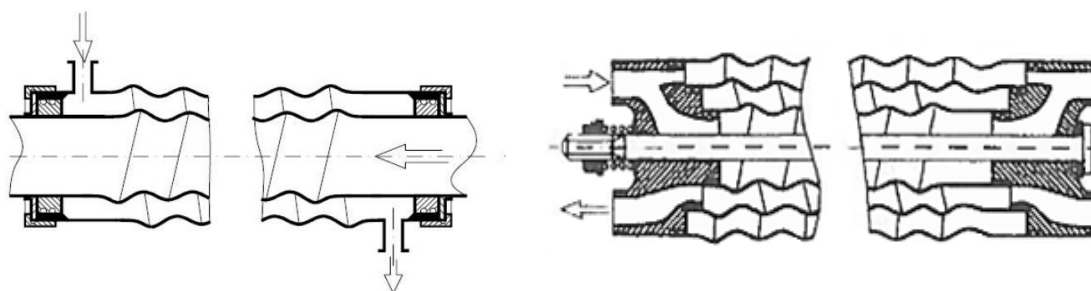
Zvárané plášťové dvoj Rúrkové výmenníky sú vhodné pre najnáročnejšie aplikácie s požiadavkami na vysoký tlak, teplotu a tesnosť. Na obr. 13.2 sú znázornené smery prúdenia vo výmenníku tepla typu rúrka v rúrke.



Obr. 13.2 Smery prúdenia vo výmenníku tepla typu rúrka v rúrke
(Kakac, 2012)

Typická ukážka prevedenia výmenníka tepla rúrka v rúrke pre aplikácie v potravinárstve a pivovarníctve je znázornená na obr. 13.3. Maximálne teploty sú pri týchto konkrétnych typoch výmenníkov 180 až 200 °C, maximálne tlaky 5 MPa.

Prevedenie Monotube TT je použiteľné aj pre suspenzie s časticami rozmeru až 50 mm, Monochannel SM len pre častice maximálne 15 mm.

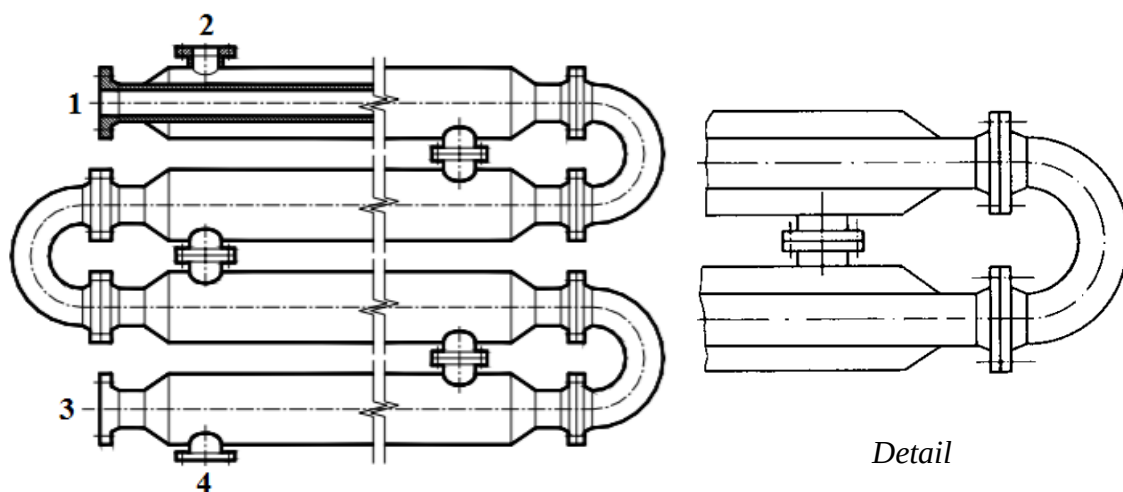


Obr. 13.3 Výmenníky tepla rúrka v rúrke:
prevedenie Tetra Laval Spiraflow Monotube TTF, Monochannel SM
(Jelemenský, 2000)

Existujú aj mnohé iné konštrukčné riešenia usporiadania rúrok. Môže to byť vo forme dvoch rúrok stočených do skrutkovice, špirály alebo sa často používajú aj pozdĺžne rebrované rúrky.

K ďalším konštrukčným riešeniam patrí vstavba vložiek vo forme skrútených pásov alebo zvlnené plechové pásy orientované v smere osi rúrky. Tieto možnosti prispievajú k zvýšeniu súčiniteľa prestupu tepla a narušujú medznú vrstvu pri prúdení, čím sa znižuje termický odpor.

V praxi sa prevažne inštalujú výmenníky tepla typu rúrka v rúrke tak, že sú usporiadané nad sebou. Vytvorením takýchto sérií, znázornených na obr. 13.4 a obr. 13.5, sa zväčší výmenná plocha a tým aj množstvo ohrievaného média (Jelemenský, 2000; Jelemenský, 2011).



Obr. 13.4 Sériové usporiadanie výmenníka tepla typu rúrka v rúrke
 1 – prívod odpadového tepla, 2 – prívod ohrievaného média (látky),
 3 – odvod odpadového tepla, 4 – odvod ohriateho média (látky)
 (Technika pre tepelné procesy, 2015)



Obr. 13.5 Usporiadanie výmenníkov tepla typu rúrka v rúrke
 (Uk-exchangers, 2018; Hdprocess, 2018; Grabcad, 2018; Thermal equipments, 2018)

V najnáročnejších aplikáciách výmenníkov tepla sa inštaluje zvaraný, plášťový a dvoj Rúrkový výmenník tepla. V priebehu takýchto zložitých procesov sú veľmi veľké požiadavky na vysoký tlak, teplotu a dobrú tesnosť (Jelemenský, 2011).

Výhodou výmenníkov s rovných rúrok je:

- *Jednoduchá výroba.*
- *Možnosť využitia minimálnej hrúbky steny, čo vedie k zníženiu hmotnosti.*
- *Dobré podmienky pre mechanické čistenie.*
- *Možnosť výmeny poškodennej rúrky.*

Nevýhody týchto výmenníkov sú problémy s teplotnou dilatáciou rúrok medzi pevnými rúrkovnicami. Preto použitie týchto typov je obmedzené na nižšie teplotné rozdiely oboch pracovných médií a na nižšie tlaky.

Aby bolo možné využiť výhod plášťových výmenníkov s rovnými rúrkami aj pre vyššie parametre, realizuje sa:

- *Kompenzácia s upchávkou.*
- *Kompenzácia pružným zvlnením plášťa.*
- *Kompenzácia s plávajúcou hlavou.*

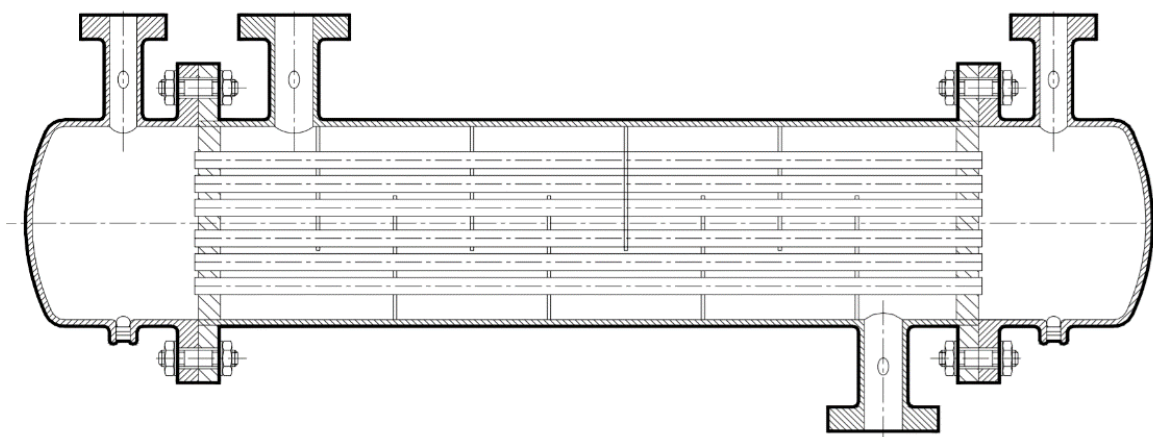
13.2 Výmenníky tepla rúrkové zväzkové

Výmenníky tepla so zväzkom rúrok v plášti (kotlové) patria medzi najrozšírenejšie typy výmenníkov tepla. Vzhľadom na ich relatívne jednoduchú výrobu, nevelký zastavaný objem a ich vhodnosť pre široké použitie sa ujali v rôznych oblastiach priemyslu (chemický, potravinársky, atď.).

Rúrkový výmenník tepla pozostáva z plášťa, v ktorom je umiestený zväzok rúrok. Rúrky sú umiestené paralelne a sú na jednej a druhej strane upevnené v rúrkovnici. Smer prúdenia v rúrkach sa môže meniť a jeho orientáciu určujú prepážky v rozdeľovacích komorách, prípadne v hlavách výmenníka tepla.

13.3 Výmenníky tepla s rúrkovými zväzkami v plášťoch

Konstruktívnym upravením dvoj Rúrkových výmenníkov tepla typu rúrka v rúrke sa skonštruovali výmenníky tepla s rúrkovými zväzkami v plášťoch znázornené na obr. 13.6. Nazývajú sa aj kotlové výmenníky tepla. Nedostatky, ktoré majú dvoj Rúrkové výmenníky sú v rúrkových, zväzkových výmenníkoch odstránené zvýšeným počtom vnútorných rúrok.



*Obr. 13.6 Výmenník tepla s rúrkovými zväzkami v plášťoch
(Technika pre tepelné procesy, 2015)*

Výmenníky tepla s rúrkovými zväzkami v plášťoch sú tvorené valcovým plášťom, dvoma rovnobežnými rúrkovnicami, v ktorých sú zasadené rúrky, vekami a hrdlami na prívod a odvod teplovýmenných látok. Pevné spojenie rúrkovíc s plášťom výmenníka je možné vtedy, ak je rozdiel teplôt medzi plášťom a rúrkami malý.

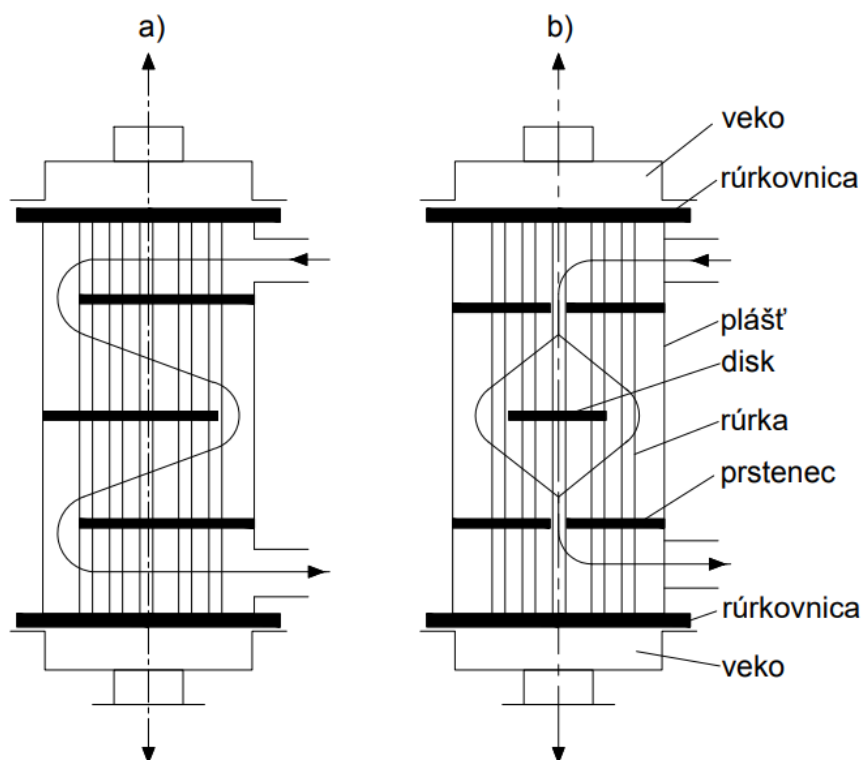
Výmenníky tepla so zväzkom rúrok v plášti patria medzi najrozšírenejšie typy výmenníkov. Úvahy zložiť aparát z jednoduchých častí, ktoré by boli nenáročné, viedli k rúrkovým výmenníkom tepla, kde je základným konštrukčným prvkom rúrka.

Vzhľadom na ich relatívne jednoduchú výrobu, nevelký zastavaný objem a vhodnosť širokého využitia sa ujali v rôznych oblastiach priemyslu, ďaleko presahujúc rámec len energetiky. Majú široké využitie hlavne v biotechnológiách, chladiarenskom priemysle, farmaceutickom priemysle v odvetviach na výrobu liečiv, potravinárskom priemysle pri spracúvaní viskózných surovín a surovín obsahujúcich častice. Taktiež sa používajú na centrálné diaľkové vykurovanie, solárne systémy a špeciálne aplikácie, kde je požiadavka oddeliť niektorú zo zložiek plynnej zmesi alebo je požadované vysušenie plynu.

V medzirúrkovom priestore sa zvyčajne inštalujú segmentové alebo koncentrické prepážky, ktoré spomaľujú pohyb vonkajšej tekutiny a predlžujú trajektóriu prúdenia. Jedno médium (látka) prúdi do výmenníka cez vstupnú armatúru do vnútra rúrok a vystupuje výstupným hrdlom. Druhé médium (látka) vstupuje do medzirúrkového priestoru, prúdi po trajektórii vymedzenej prepážkami a vystupuje prírubou. Výmenník tepla je opatrený kompenzátorom diaľkovej dilatácie (Jelemenský, 2000; Baláš, 2009).

Podľa umiestenia prepážok rozoznávame výmenníky (obr. 13.7):

- *So segmentovým usporiadaním a).*
- *S koncentrickým usporiadaním b).*

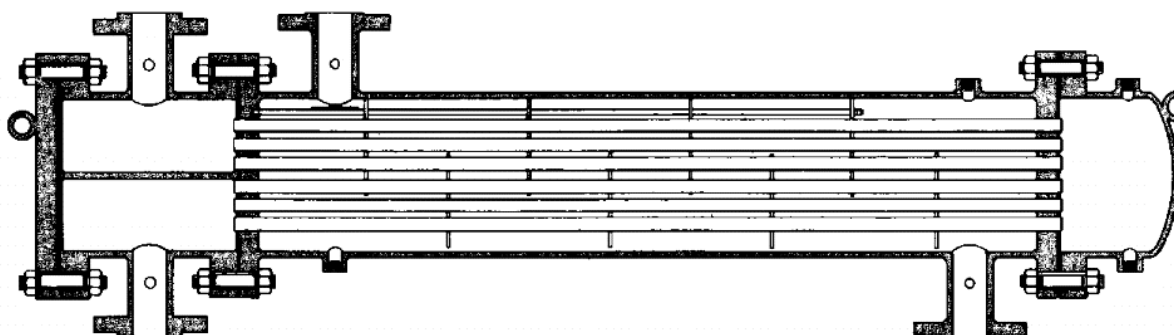


Obr. 13.7 Usporiadanie prepážok
a – segmentové usporiadanie, b – koncentrické usporiadanie
(Dlouhý, 2017)

Rúrkové zväzkové výmenníky tepla sa delia podľa určitých charakteristík na:

- **Rúrkové, zväzkové výmenníky tepla s pevnou rúrkovnicou**

Výmenník tepla s pevnou rúrkovnicou je zobrazený na obr. 13.8 a obr. 13.9. Rúrky sú v nich upevnené zavalcovaním, alebo zavarením v dvoch rovnobežných kruhových rúrkovniciach.

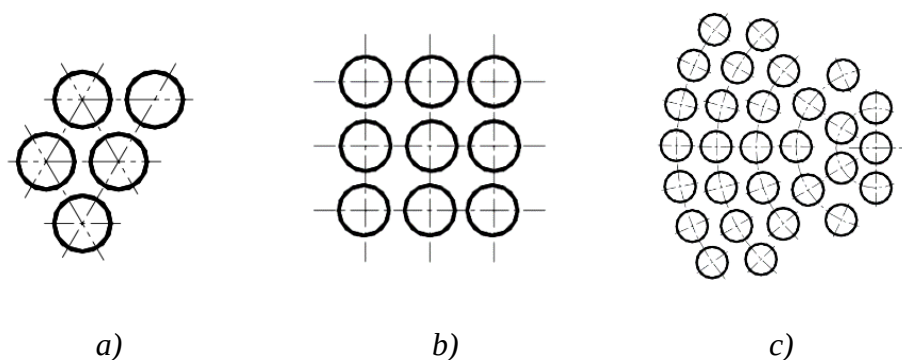


Obr. 13.8 Výmenník tepla s pevnou rúrkovnicou
(Procesné strojnictvo)



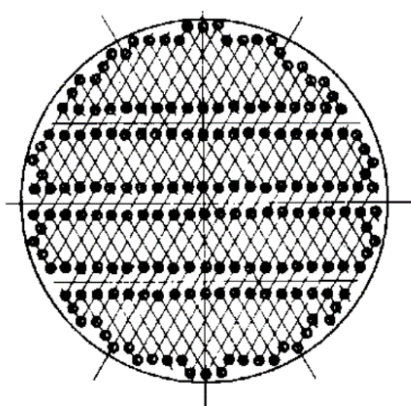
Obr. 13.9 Výmenník tepla s pevnou rúrkovnicou
(Jiema, 2018)

Usporiadanie rúrok môže byť do trojuholníka, do štvorca alebo do kruhu (obr. 13.10). Najkompaktnejšie usporiadanie rúrok je také, pri ktorom osi rúrok ležia vo vrcholoch rovnostranných trojuholníkov (obr. 13.11).



Obr. 13.10 Usporiadanie rúrok v rúrkovnici
a – trojuholníkové usporiadanie, b – štvorcové usporiadanie, c – kruhové usporiadanie
(Drábek, 2000)

Najkompaktnejšie usporiadanie rúrok je také, pri ktorom osi rúrok ležia vo vrcholoch rovnostranných trojuholníkov (obr. 13.11).



Obr. 13.11 Usporiadanie rúrok vo vrcholoch trojuholníkov
(Procesné strojnictvo)

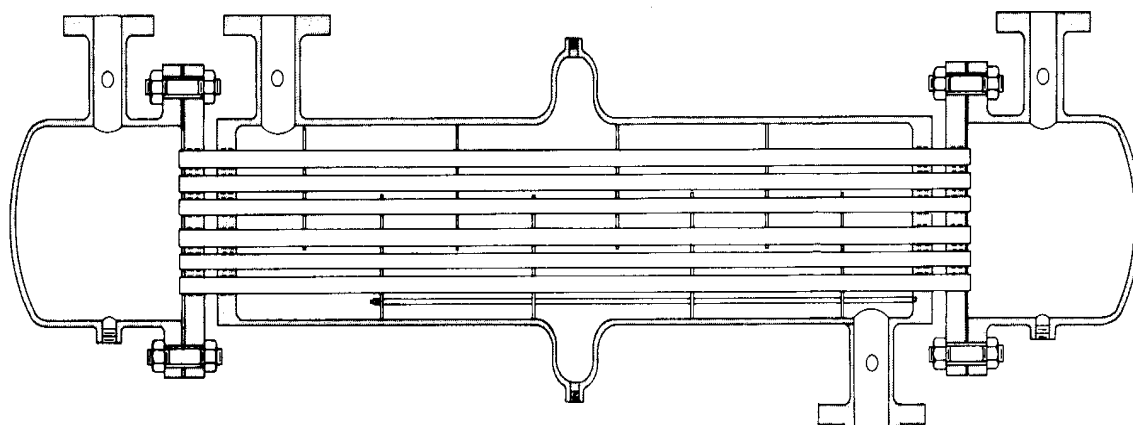
Pre správne prúdenie látky sa zavádzajú prepážky, ktoré bránia vytváraniu mŕtvych kútov. V týchto miestach sa látka nepohybuje, preto je potrebné ich odstrániť. Prepážky sú od seba vzdialené 400 až 500 mm (Výmenníky tepla, 2011). Rúrkové výmenníky tepla plášťového typu, najmä v prevedení s dlhými rúrkami, ktoré pracujú pri veľkých rozdieloch teplôt, musia byť zabezpečené proti dilatácii. V dôsledku rôzneho rozťahovania rúrok a plášťa sa rúrky krivia, alebo sa plášť deformuje a rúrky sa vytrhávajú z čiel.

Proti tomu možno spraviť nasledovné konštrukčné úpravy:

1) *Dilatácia v plášti*

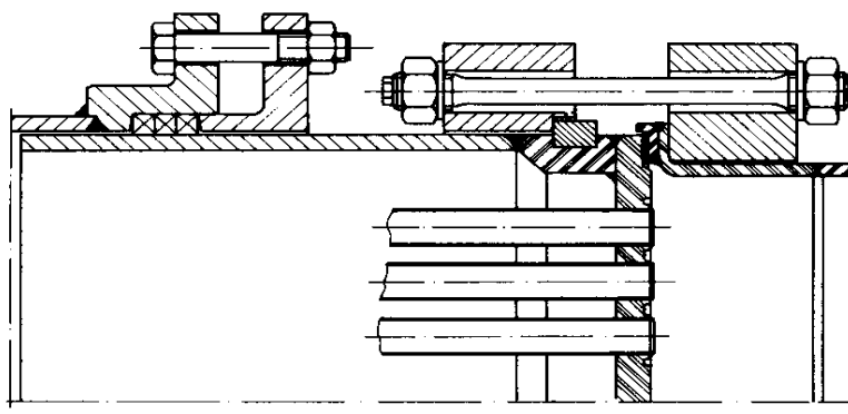
- ***Rúrkové, zväzkové výmenníky tepla s pevnou rúrkovnicou a kompenzátorom na plášti***

Výmenník tepla s kompenzátorom je znázornený na obr. 13.12. Zhotovujú sa kvôli zabráneniu rozťahovaniu rúrok a deformácii plášťa. Rúrkové výmenníky tepla s dlhými rúrkami odolávajú veľkým rozdielom teplôt, ktoré spôsobujú vznik dilatácií. Aby sa zabránilo vplyvu dilatačných účinkov, tak sa zavádzajú kompenzátory (Výmenníky tepla, 2011).



*Obr. 13.12 Rúrkový výmenník tepla s kompenzátorom na plášti
(Zariadenia na ohrev, chladenia a kondenzáciu, 2018)*

Upchávková dilatácia na plášti výmenníka tepla je znázornená na obr. 13.13.

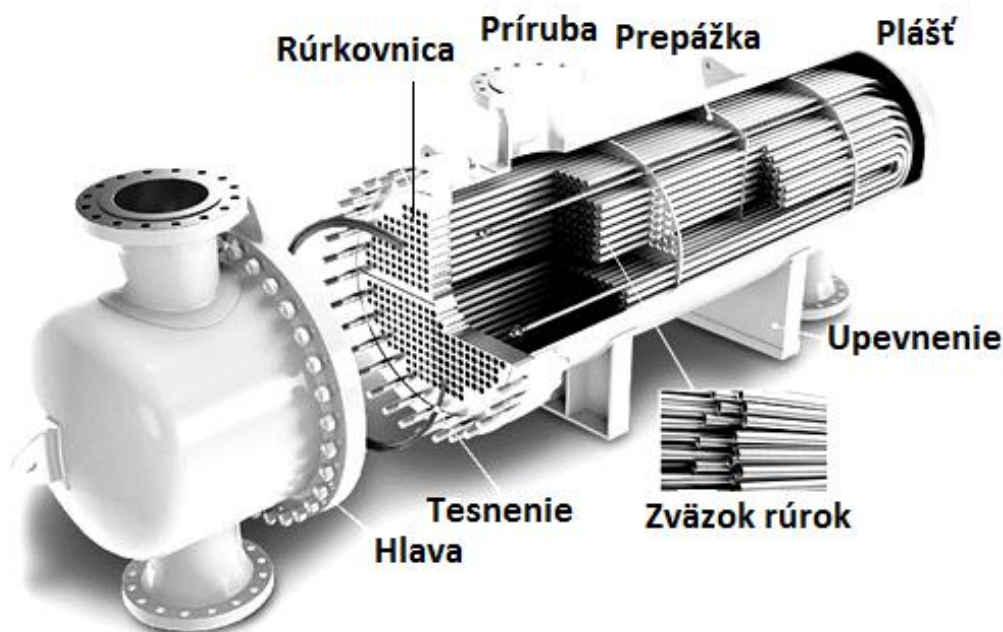


*Obr. 13.13 Upchávková dilatácia na plášti výmenníka tepla
(Procesné strojnictvo)*

2) Konštrukčná úprava rúrkového zväzku

- **Výmenník tepla s U-rúrkami**

Rúrkové zväzkové výmenníky tepla s rúrkami v tvare U sú znázornené na obr. 13.14 a obr. 13.15. Skladajú sa z valcového plášťa, kde je uložený vyberateľný zväzok rúrok v tvare U. Rúrky sú upevnené v rúrkovnici. Na usmernenie toku pracovných látok a prípadne i k zamedzeniu priehybu rúrok (pri ležatých výmenníkoch) sú v plášťovom priestore vložené priečne prepážky. Na rozdelenie toku pracovných látok v rúrkovom priestore sú do komory privarené pozdĺžne prepážky. Tieto výmenníky tepla sú minimálne dvojchodové.



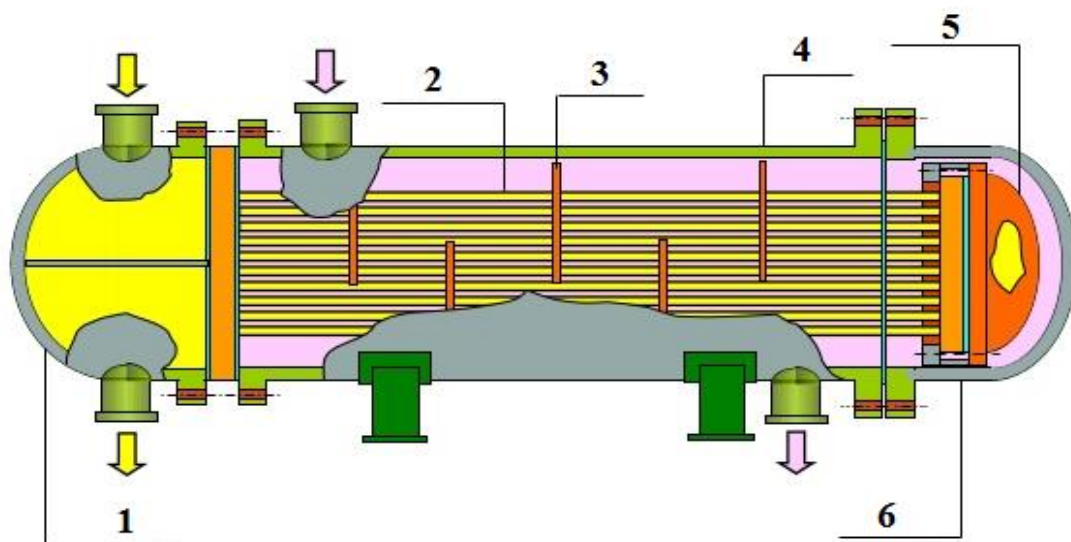
Obr. 13.14 Výmenník tepla s U – rúrkami
(Sbs, 2019)



Obr. 13.15 Výmenník tepla s U – rúrkami
(Apkthermal, 2018)

- **Rúrkové zväzkové výmenníky tepla s plávajúcou hlavou**

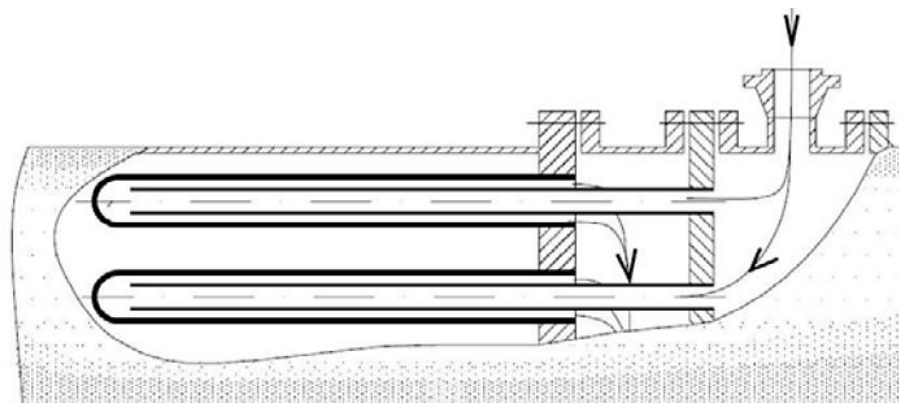
Uvedený výmenník tepla je znázornený na obr. 13.16. Výmenník tepla s plávajúcou hlavou je nádoba pozostávajúca z valcového plášťa, v ktorom je uložený vyberateľný zväzok priamych rúrok upevnených v jednej pevnej (zovretej) a jednej voľnej (plávajúcej) rúrkovnici. Plávajúca hlava zabezpečuje odstránenie napätí.



Obr. 13.16 Výmenník tepla s plávajúcou hlavou
1 – veko komory, 2 – rúrkový zväzok, 3 – prepážky, 4 – plášť,
5 – plávajúca hlava, 6 – zadný kryt (veko)
(Srivastav, 2015)

- **Fieldov výmenník**

Princíp spočíva v tom, že namiesto rúrok sa používajú dvojrúrky, pričom vonkajšie sú na konci zaslepenej rúrky zavalcované do jednej rúrkovnice a do nich zasunuté a na konci otvorené vnútorné rúrky sú pripojené k druhej rúrkovnici. Látka preteká najprv vnútornou rúrkou, na jej konci sa otočí a vracia medzikružím. Tlakové straty sú v tomto prípade pochopiteľne značne vysoké. Na obr. 13.17 je znázornený Fieldov výmenník.



Obr. 13.17 Fieldov výmenník
(Jelemenský, 2004)

Výmenníky tepla so zväzkom rúrok patria k najrozšírenejším typom. Vzhľadom na ich mnohé výhody a vhodnosť širokého použitia sa využívajú v rôznych oblastiach priemyslu a energetiky.

Medzi pozitíva týchto výmenníkov tepla patrí relatívne jednoduchá výroba, široký rozsah teplôt a tlakov, možnosť použitia veľkého rozsahu materiálov ako napr. sklo, oceľ, plastická látka, možnosť mechanického čistenia.

Okrem výhod, ktoré umožňujú takmer bezproblémový chod výmenníkov tepla, existuje aj pár nevýhod. Patrí k nim vznik vysokých tlakových strát, najmä vo viacchodých výmenníkoch, nízka rýchlosť medzi prúdiacimi látkami alebo veľká hmotnosť, vzhľadom na jednotkovú prechodovú plochu.

Z hľadiska zmien prúdenia rozoznávame:

- *Obmývanie priečne, tzv. kolmo na výhrevnú plochu rúrok.*
- *Obmývanie pozdĺžne, tzv. rovnobežne s osou rúrok.*

Z hľadiska usporiadania rúrok rozoznávame:

- *Rúrky za sebou (v zákryte).*
- *Rúrky presadené (vystriedané).*

Na prenos tepla konvekciou je najvýhodnejší protiprúd, kde dochádza k prúdeniu vonkajšej pracovnej látky kolmo na výhrevnú plochu rúrok s vystriedaným usporiadaním. Výmenník tepla tohto vyhotovenia má obvykle najmenšiu výhrevnú plochu a tým aj najmenšiu hmotnosť (Jelemenský, 2011; Ochrana, 2004). Pracovný rozsah rúrkových výmenníkov je zvyčajne orientovaný na teploty okolo 500 °C a tlaky približne 4 MPa. Podľa požiadaviek a vyhotovenia môžu rúrkové výmenníky pracovať pri teplotách a tlakoch o mnoho vyšších a to okolo 900 °C a tlaku 6,3 MPa. Pomer teplovýmennej plochy voči zastavanému objemu pri priemere rúrkovej 20 mm je $100 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$, čo je oproti doskovým výmenníkom značnou nevýhodou.

Použitie v systéme:

- *Kvapalina – kvapalina.*
- *Kondenzácia – kvapalina.*
- *Odparovanie – kondenzácia.*
- *Plyn – plyn.*
- *Kondenzácia – plyn.*

Voľba priemeru rúrkovej ovplyvňuje kompaktnosť výmenníka. Pri tekutinách, ktoré majú sklon k znečisťovaniu teplovýmennej plochy, nie je vhodné voliť malé priemery rúrok.

Tieto rúrky je veľmi ťažké čistiť a v tomto prípade by rástli prevádzkové náklady. Hodnoty uvedené v tabuľke 13.1 sú orientačné a treba zosúladiť otázku optimálnej rýchlosti prúdenia pri zadanom hmotnostnom toku.

Tabuľka 13.1 Miera znečistenia podľa priemeru rúrky (Jelemenský, 2004)

Tekutina prúdiaca v rúrkach	Čistá	Normálne znečistená	Silne znečistená
$R \text{ (m}^2\text{K/W)}$	$R \rightarrow 0$	10^{-4}	$> 10^{-4}$
Odporučený priemer rúrky $d \text{ (mm)}$	6 – 16	16 – 25	25 – 57

Rúrky pri kotlovom výmenníku tepla bývajú v trojuholníkovom alebo štvorcovom usporiadaní. Pri poloprevádzkových výmenníkoch sa možno stretnúť s vencovito rozloženým usporiadaním. Pri návrhu usporiadania kotlového výmenníka je dôležité určiť, ktorú látku umiestniť do rúrkového a ktorú do medzirúrkového priestoru. Pre rúrky je vhodnejšie chemicky agresívnejšie látky, náchylnejšie na zanášanie, ďalej prúd, kde je vyšší tlak, ale spravidla nižšia teplota, čo znamená, že sa dáva prednosť ťahovému dilatnému namáhaniu rúrok (má zmysel len pri výmenníku tepla s pevnými rúrkovnicami) alebo ak dochádza k fázovým zmenám (var, kondenzácia) preferovať spravidla medzirúrkový priestor, keďže je väčší a sú tam nižšie tlakové straty (Jelemenský, 2000).

13.4 Zanášanie rúrkových výmenníkov tepla

Zanášanie plášťových výmenníkov tepla je spôsobené oddeľovaním tuhých častíc s pracovných kvapalín, ktoré sa následne usadzujú na pracovných plochách. V závislosti na fyzikálnych vlastnostiach kvapalín, geometrických a teplotných pomerov vo výmenníku tepla má zanášanie – fouling rôznu intenzitu a rýchlosť. Čistenie rúrkových výmenníkov tepla sa realizuje ručne alebo pomocou špeciálnej techniky – tlakovou vodou, chemikáliami a prostriedkami na drhnutie alebo zoškrabovanie nánosov. Na obr. 13.18 je znázornená ukážka zaneseného kotlového výmenníka tepla.



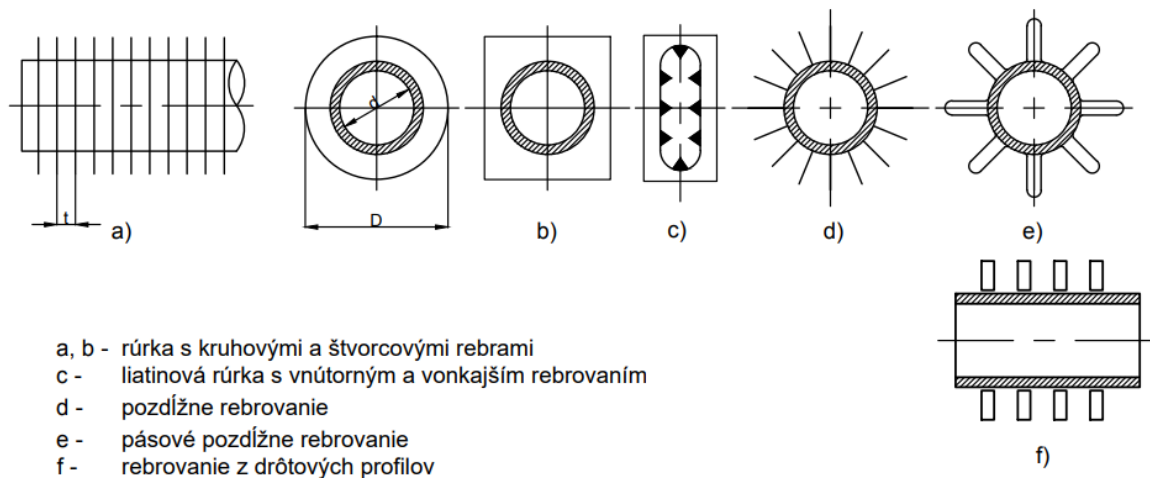
Obr. 13.18 Ukážka zaneseného kotlového výmenníka tepla (Magnus, 2019)

13.5 Rúrkové výmenníky tepla s rebrovanými rúrkami

Výmenníky tepla s rebrovanými rúrkami sa používajú tam, kde jedna z pracovných látok má výrazne väčší súčiniteľ prestupu tepla ako druhá pracovná látka. Snahou je splniť podmienku $\alpha_1.S_1 = \alpha_2.S_2$, to znamená, že rebrovanie sa použije na strane menšieho súčiniteľa prestupu tepla. Ak majú obe pracovné látky približne rovnaký súčiniteľ prestupu tepla, rebrovanie by malo zmysel len pri použití na oboch stranách rúrok. Rebrovanie má za následok zväčšenie teplovýmenného povrchu rúrok, zväčšenie tepelného toku rúrkou, zníženie tlakových strát média na strane rebier v dôsledku menšieho počtu radov rúrok.

Rebrovanie môže byť uskutočnené na vonkajšom, ale aj na vnútornom povrchu rúrok. Rebrá môžu byť priečne, pozdĺžne alebo skrutkovito vinuté. Môžu byť na rútku navinuté vo forme pásu, vyvalcované z materiálu rútky, prípadne môžu byť odliate. Tieto technológie umožňujú kombinácie rôznych materiálov rúrok a rebier. Najčastejšie používanými sú vonkajšie priečne kruhové rebrá, ktorých pri súčasných výmenníkoch býva na 1 m rútky 200 – 400 o výške 1 – 50 mm. Vo vnútri rúrok prúdi väčšinou voda alebo para a na vonkajšej rebrovanej strane vzduch alebo spaliny (Baláš, 2009).

Z hľadiska použitého materiálu bývajú rebrované rútky liatinové, oceľové, z hliníka a jeho zliatin a farebných kovov (meď, mosadz). Na obr. 13.19 sú znázornené základné typy rebrovania a na obr. 13.20 sú znázornené rebrované rúrkové výmenníky tepla.



Obr. 13.19 Základné typy rebrovania
(Dlouhý, 2017)

Použitie v systéme:

- Plyn – kondenzácia.
- Plyn – plyn (pri vhodnom zapojení).

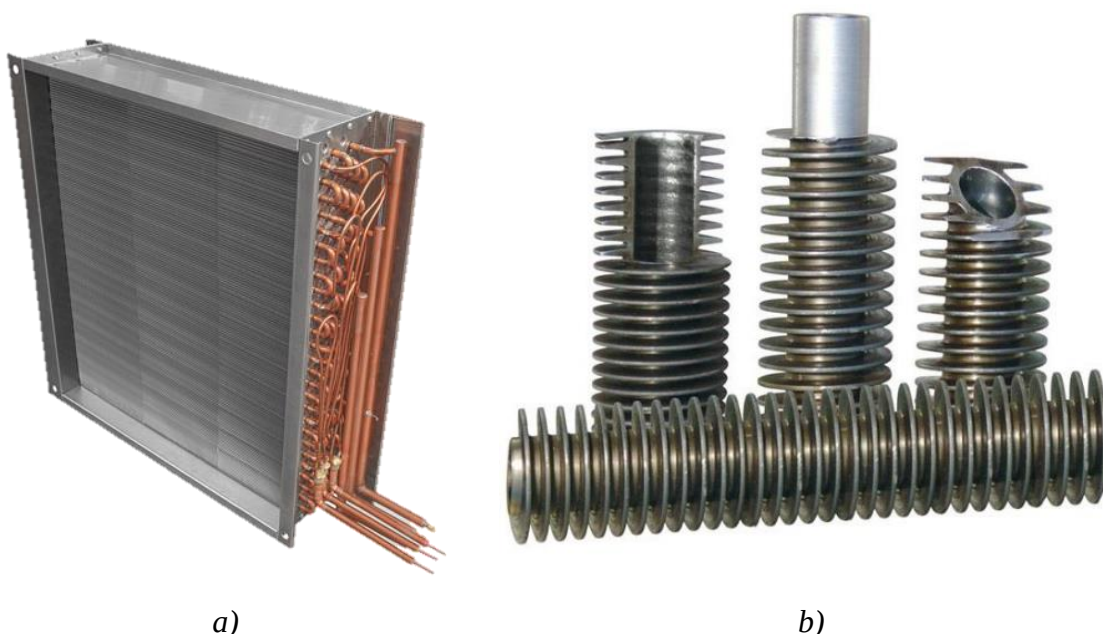
Výhody:

- Možno dosiahnuť krížový a krížový protiprúdny tok.
- Veľkosťou rebrovania možno prispôsobiť tok jednotlivých látok.

- Možnosť použitia širokého rozsahu materiálov na rebrá a rúrky.

Nevýhody:

- Náročnejšia výroba a čistenie.
- Nízke súčinitele prechodu tepla.



Obr. 13.20 Rebrované rúrkové výmenníky tepla
a – kompaktný výmenník tepla, b – rebrovanie na rúrke
(Kelvion, 2019; Vrcoolerar, 2019)

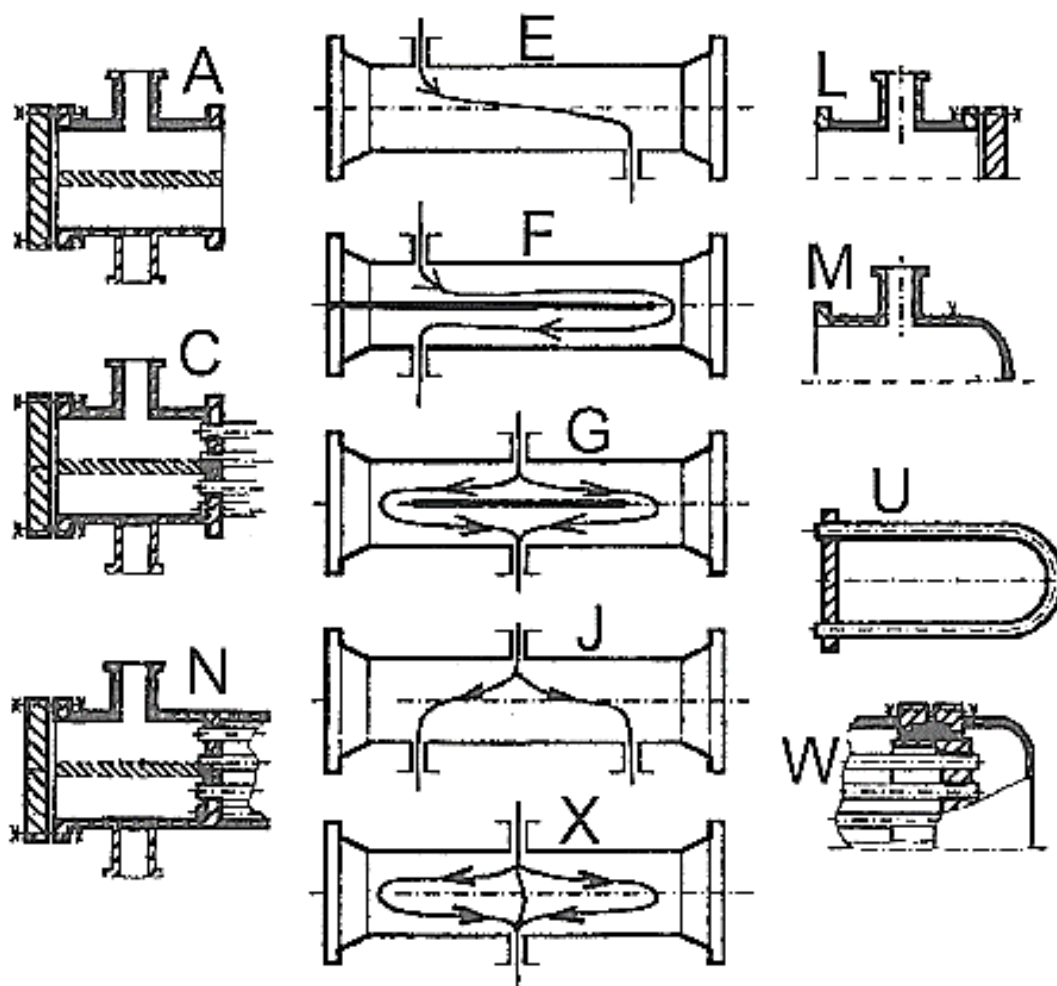
13.6 Klasifikácia rúrkových výmenníkov tepla – TEMA

Každý druh rúrkového výmenníka tepla je konštrukčne unikátne základné typové a výrobné riešenie podliehajú pravidlám TEMA.

Základné konštrukčné varianty prednej a zadnej komory a plášťa výmenníka sú označované podľa štandardu TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) písmenami A až W (obr. 13.21).

Variant **A** označuje prednú komoru s priskrutkovaným vekom a prírubou, na ktorú nadväzuje rúrkovnica (kruhová doska s otvormi, do ktorých sú privarené alebo zvalcované rúrky). Pre variant **C** je rúrkovnica integrálnou časťou komory a pre **N** dokonca integrálnou časťou plášťa (na obr. 13.21 nie sú uvedené všetky prevedenia, napr. komora **B** je rovnaká ako **A**, lenže nemá odnímateľné veko).

Niektoré varianty zadnej komory popisujú spôsoby, ktorými sa „konštruktér“ vyrovnáva s dilatáciami – rozdielna rozťažnosť plášťa a rúrok (tieto opatrenia treba uvažovať vtedy, ak rozdiel stredných teplôt plášťa a rúrok prekročí 20 °C).



Obr. 13.21 Výmenníky kotlové podľa klasifikácie TEMA
(Jelemenský, 2004; Tema, 2019)

Plávajúca hlava

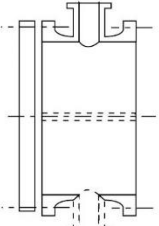
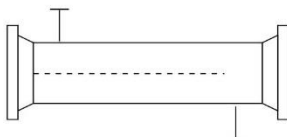
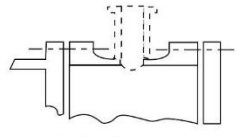
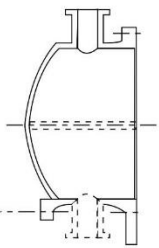
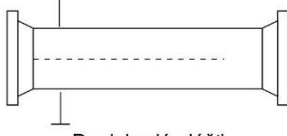
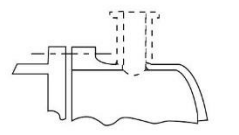
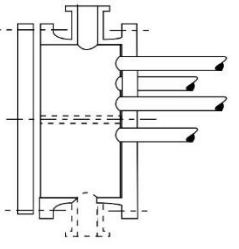
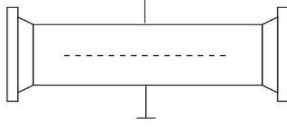
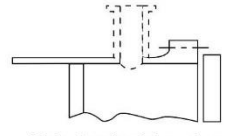
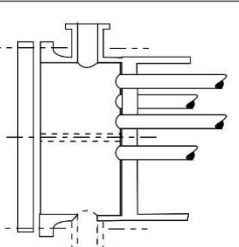
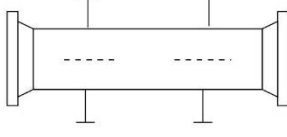
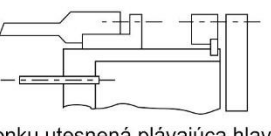
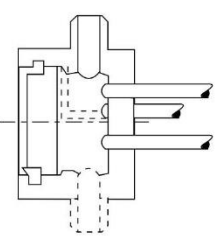
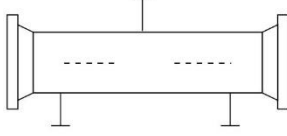
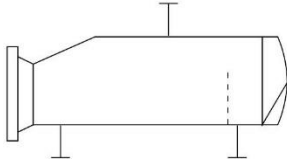
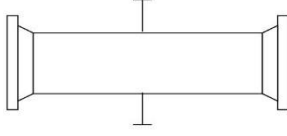
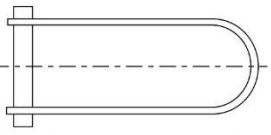
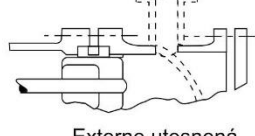
Plávajúca hlava/axiálne posuvná hlava – prevedenie pre kompenzáciu tepelných dilatácií rúriek – technicky náročné a drahé, ale často používané riešenie.

Použitie je však obmedzené, napríklad pre rozdiel teplôt vyšší ako 50 °C, môže dôjsť k natočeniu a zablokovaniu plávajúcej hlavy.

Plávajúca hlava môže spôsobiť problémy i tesnením a nie je preto vhodná pre prípady, kedy nemôžeme pripustiť prírastky teplotných médií (maximálny pretlak 6,3 MPa).

V tabuľke 13.2 je uvedená štandardizácia výmenníkov tepla podľa TEMA.

Tabuľka 13.2 Štandardizácia výmenníkov tepla podľa TEMA (Tema, 2019)

	Pevná predná časť		Druhy plášťov		Zadná časť
A	 Vymeniteľná príruha a kryt	E	 Jednochodý plášť	L	 Uchytená rúrkovnica pevná hlava ako "A"
B	 Nedeliteľný vrchnák	F	 Dvojchodý plášť s pozdĺžnou prepážkou	M	 Uchytená rúrkovnica pevná hlava ako "B"
C	 Vrchnák súčasťou rúrkovnice s oddeliteľným krytom	G	 Rozdelený tok	N	 Uchytená rúrkovnica pevná hlava ako "C"
N	 Vrchnák a rúrkovnica súčasťou plášťa s oddeliteľným krytom	H	 Dvojnásobne rozdelený tok	P	 Zvonku utesnená plávajúca hlava
D	 Špeciálne vysokotlakové prevedenie	J	 Rozdelený tok	S	 Plávajúca hlava s podpornou štruktúrou
		K	 Prehrievač kotlového typu	T	 Prechádzajúca plávajúca hlava
		X	 Križový prietok	U	 Rúrkový zväzok typu U
				W	 Externe utesnená plávajúca hlava

14. DOSKOVÉ VÝMENNÍKY TEPLA

V súčasnosti je veľký nárast inštalácií rekuperačných doskových výmenníkov tepla. Teplovýmenná plocha je tvorená z tenkých kovových dosiek, ktoré sú na sebe pevne zlisované. Dosky majú vo svojom profile vyhlisované kanáliky. Jedno médium prúdi jednou skupinou týchto kanálikov, druhé inými bezprostredne priláhnutými kanálikmi. Pracovné látky v doskovom výmenníku tepla prúdia v susedných doskách čisto protiprúdne, čo je výhodné z hľadiska prestupu tepla a dosiahnutia čo najmenšej plochy. Jednotlivé dosky sú buď spájkované, alebo sú stiahnuté skrutkovými svorkami. Dosky sú lisované z plechu hrúbky 0,4 – 1 mm z rôznych materiálov od uhlíkovej ocele až po nerezové ocele, titan a nikel.

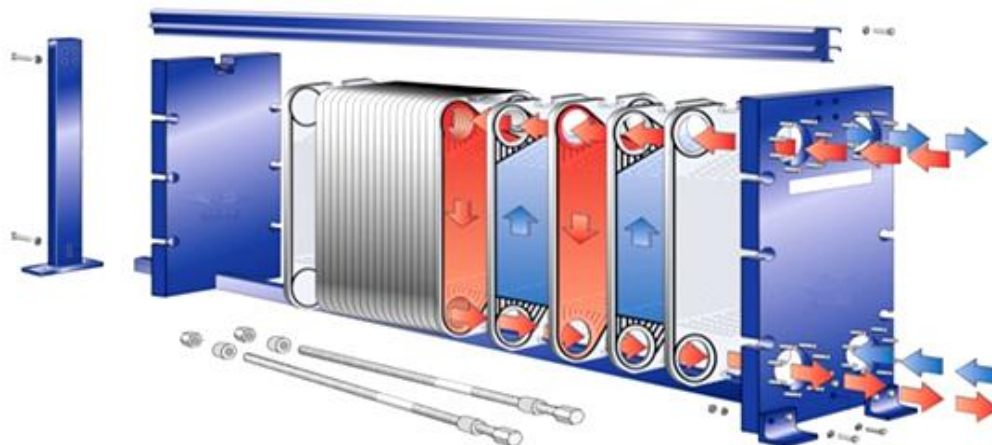
Tesnenie je vyrobené zo silikónu, nitrilu, poprípade z azbestových vlákien. Maximálna medzera medzi doskami býva 3 – 5 mm a rýchlosti pracovných médií 0,2 – 1 m.s⁻¹. Vďaka veľmi malej hrúbke dosiek majú malý tepelný odpor. Najväčšie použitie majú doskové výmenníky na ohrev kvapaliny pri dopravných tlakoch 1 MPa a pri teplotách do 150 °C, avšak niektoré typy môžu pracovať s teplotami do 270 °C.

Výhodou doskových výmenníkov oproti rúrkovým je:

- *Kompaktné riešenie.*
- *Protiprúdové usporiadanie, veľká turbulencia prúdenia látkových tokov spolu s malou hrúbkou deliacich stien vedú k malým rozmerom a malej hmotnosti výmenníkov tepla.*
- *Jednoduché zvyšovanie výkonov výmenníkov tepla, pridávaním ďalších unifikovaných dosiek (aj dodatočne).*
- *Rozoberateľnosť a možnosť mechanického čistenia zanesených plôch na výmenu tepla.*

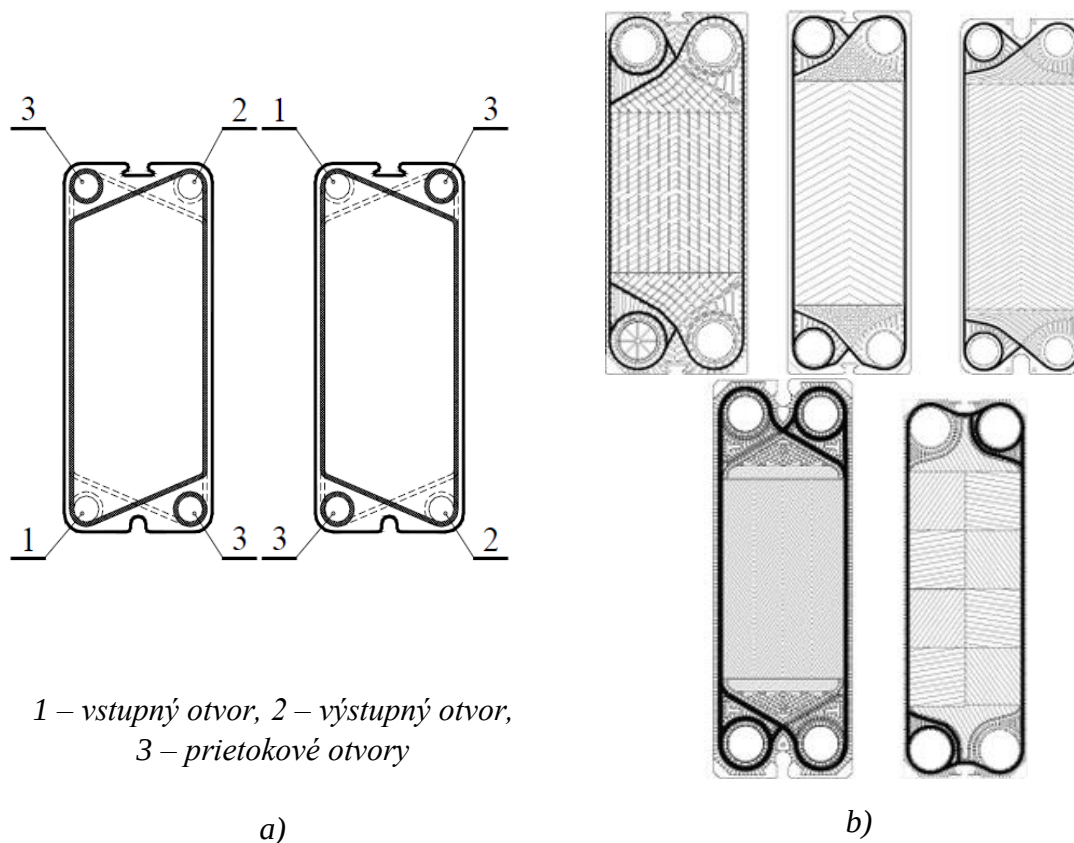
Nevýhodou doskových výmenníkov sú problémy s dosiahnutím tesnosti pri väčších tlakoch a požiadavkách na zvýšenú čistotu oboch médií, aby nedochádzalo ku zanášaniu.

Doskový výmenník tepla je zložený z radu naskladaných dosiek a tesnení, ktoré vytvárajú sústavu paralelne radených priestorov, tak ako je znázornené na obr. 14.1. Jednotlivé rady dosiek je možné v závislosti od požiadaviek pridať alebo ubrať. Pravidelne sa striedajú priestory s odpadovým a ohrievacím médiom. Dosky výmenníka zabezpečujú prechod tepla medzi médiami a použité tesnenie slúži ako izolácia proti zmiešavaniu médií. Typické dosky výmenníka sú vyhlisované z nehrdzavejúceho plechu alebo niekedy aj z titánu so štyrmi otvormi. Pre každý kanál sú vždy dva otvory funkčné a druhé dva sú oddelené od priečného kanála tesniacou vložkou. Uložené sú v stojane a vzdialenosť medzi nimi je 3 až 10 mm. V priestore medzi doskami vzniknú tzv. štrbinové kanály, ktorými prúdia médiá v protiprúdnom smere (Jelemenský, 2011; Havelský, 2006; Výmenníky tepla, 2011).

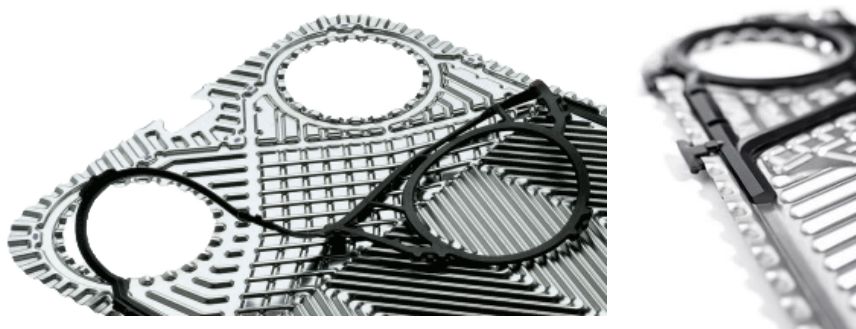


Obr. 14.1 Prúdenie médií v doskovom výmenníku tepla
(Taha Ghaleb Toos Co. (T.G.T.), 2018)

Konštrukcia doskových výmenníkov tepla je navrhnutá tak, aby zabezpečila čo najvyšší prechod tepla. Výhodou pri doskových výmenníkoch tepla je možnosť zväčšiť alebo zmenšiť teplovýmennú plochu podľa požiadaviek. Povrchová plocha dosiek môže byť hladká alebo profilovaná. Na obr. 14.2 je znázornená profilovaná doska výmenníka (a) a na obr. 14.2 (b) sú znázornené klasické tvary dosiek. Prúdenie, pri ktorom sú dosky profilované, spôsobuje aj napriek malým rýchlostiam vznik turbulencií. Turbulentný tok zvyšuje prechod tepla a potláča laminárnu separáciu medznej vrstvy (Kakac, 2012; Alliance fluid handling, 2017; Hesselgreaves, 2001).

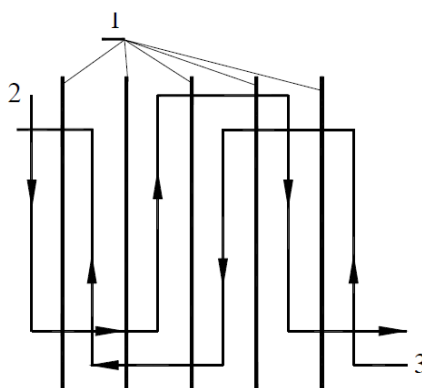


Obr. 14.2 Dosky výmenníka tepla



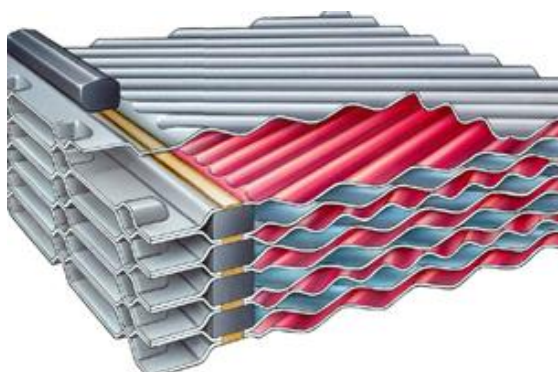
Obr. 14.3 Tesnenie medzi doskami
(Alfa Laval, 2018)

Na obr. 14.4 je znázornený tok tekutín doskovým výmenníkom. Ďalšou výhodou týchto výmenníkov je aj ľahký prístup k pracovnej ploche. V dôsledku rýchleho rozloženia zväzku dosiek je možné veľmi dobre vyčistiť výmenníky od rôznych nánosov, hoci v porovnaní s rúrkovými výmenníkmi sú podstatne menej náchylné na zanášanie.



Obr. 14.4 Tok tekutín doskovým výmenníkom tepla
1 – dosky výmenníka, 2 – horúca tekutina, 3 – studená tekutina
(Technika pre tepelné procesy, 2015)

Tvar a veľkosť kanálov medzi doskami má priamy vplyv na množstvo tepla preneseného medzi tekutinami. Dosky sú profilované a vzájomne ku sebe priliehajú inverznými profilmi, takže sa dotýkajú v bodoch, ktoré spevňujú konštrukciu a tvarujú profil kanálu (obr. 14.5).



Obr. 14.5 Detail dosiek a kanálov doskových výmenníkov tepla
(Hiwellcn, 2019)

Doskové výmenníky tepla môžu byť použité v systéme:

- *Kvapalina – kvapalina.*
- *Odparovanie – kondenzácia.*

Existuje veľa oblastí, v ktorých sú doskové výmenníky tepla vhodným riešením. Môže to byť v priemyselných zariadeniach, kde existujú zdroje tepla z technologických procesov v normálnom, prašnom, alebo inak znečistenom prostredí. Patria tam chladiace a vypaľovacie pece, sušiarne, zvarovne, lakovne. Ďalším využitím sú prevádzky, v ktorých odsávané médium obsahuje jedovaté alebo silno choroboplodné zárodky. Sem patria napríklad laboratória, zdravotnícke zariadenia, chemické závody, tlačiarne a drevárske závody pri impregnácii dreva.

Výhody:

- *Kompaktnosť riešenia.*
- *Čistý protiprúd a veľká turbulencia prúdov pracovných látok spolu s malou hrúbkou steny vedú k malým rozmerom a hmotnosti.*
- *Jednoduché zvyšovanie výkonu priradovaním ďalších unifikovaných dosiek.*
- *Krátke zdržné doby.*
- *Veľmi dobrá možnosť čistenia.*

Nevýhody:

- *Problémy s dosiahnutím tesnosti pri väčších tlakoch.*
- *Problémy pri požiadavke na zvýšenú čistotu oboch médií.*
- *Obmedzený rozsah teplôt a tlakov daný materiálom tesnenia a tuhosťou dosiek.*

Nevýhody, ktoré plynú z problémov doskových výmenníkov tepla, sú predovšetkým prevádzkové podmienky. Obmedzený rozsah teplôt a tlakov súvisí s materiálom tesnenia a tuhosťou dosiek (Jelemenský, 2011).

14.1 Špirálové výmenníky tepla

Špirálové výmenníky tepla sa skladajú z dvoch špirál, v ktorých prúdia teplovýmenné médiá. Špirály sú vložené do seba a vytvárajú tak kontinuálne kanály obdĺžnikového prierezu. Prúdy horúceho a studeného média prúdia v špirálovo zakrivených kanáloch, tak ako je to znázornené na obr. 14.6.

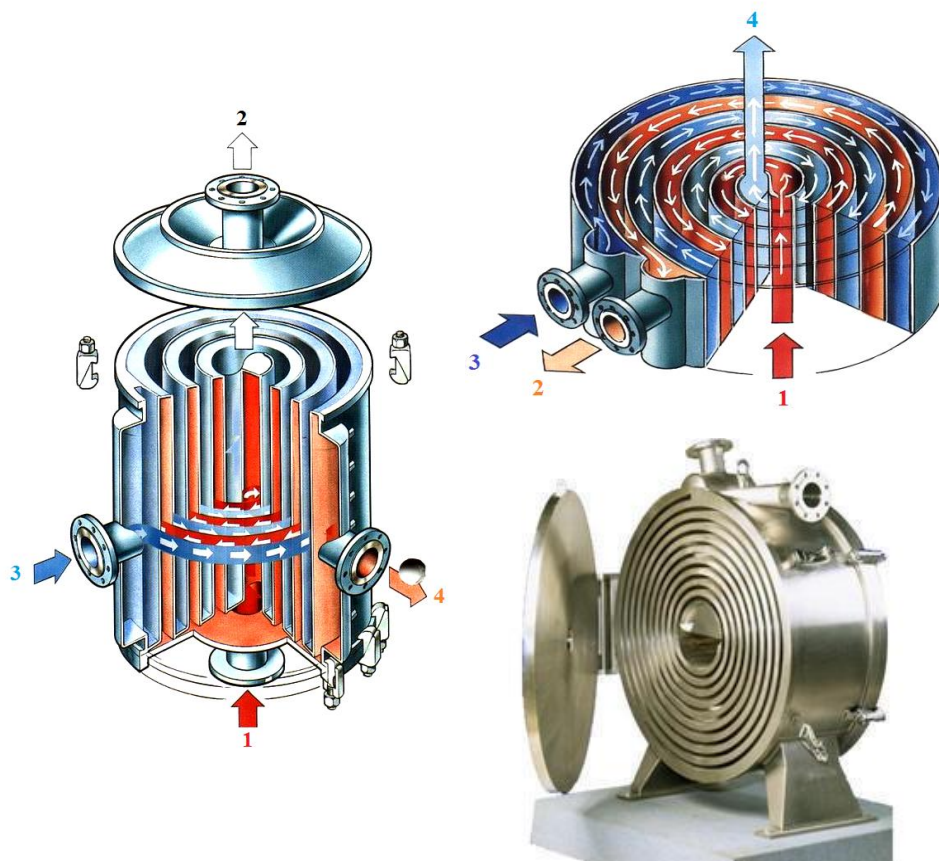
Špirálovito zakrivený kanál má výhodu vo zvýšenej intenzite prechodu tepla, oproti rúrkovému zväzkovému výmenníku tepla, pri rovnakých pomeroch odpadového a ohrievaného média. Znečistenie teplovýmennnej plochy je nízke aj pri médiách náchylných

na vytváranie znečisťujúcej vrstvy. Je to dôsledok občasného samočistiaceho účinku. Pri špirálových výmenníkoch tepla je možné usporiadanie toku média súprúdne alebo protiprúdne.

Systémy, v ktorých sa používajú špirálové výmenníky tepla, sú:

- *Kvapalina – Kvapalina.*
- *Kondenzácia – Kvapalina.*

Špirálové výmenníky tepla majú obmedzené prevádzkové podmienky. Preto pri inštalácii týchto výmenníkov je potrebné sledovať rozsah teplôt a tlakov. Maximálna dovolená teplota je do 300 °C a tlak do 1 MPa. Problémom je aj náročná výroba kvôli zložitému tvaru výmenníkov (Jelemenský, 2011; Bhavsar, 2013).

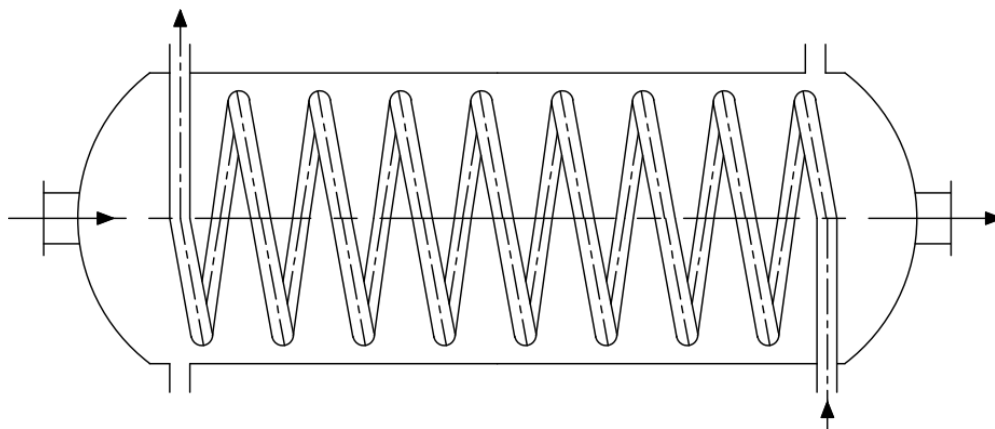


Obr. 14.6 Špirálový výmenník tepla
 1 – prívod odpadového média, 2 – odvod odpadového média,
 3 – prívod ohrievaného média, 4 – odvod ohriateho média
 (Savasadiya, 2015; Hoffman, 2013)

14.2 Rúrkové výmenníky tepla so skrutkovito vinutými rúrkami

Rúrkové výmenníky tepla so skrutkovito vinutými rúrkami sú rozšíreným typom rekuperačného výmenníka (obr. 14.7).

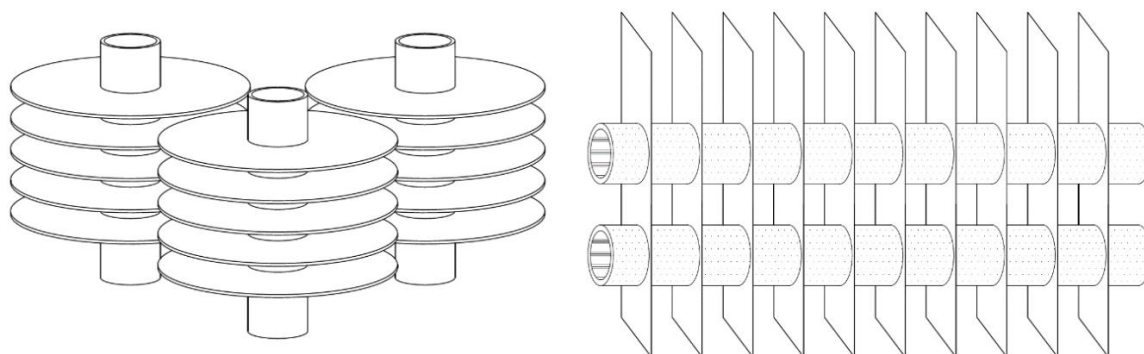
Ich výroba je jednoduchá a rúrky môžu byť vedené aj vo viacerých radoch. Využívajú čistý protiprúd pri zachovaní priečného obtekania rúrok médiom na vonkajšej strane. Tieto faktory hrajú dôležitú rolu pre lepší prestup tepla a menšiu plochu výmenníka. Nežiaducim faktom je, že rúrka je z jedného kusa a pri opravách je nutné ju celú vymeniť a tiež horšie využitie priestoru nádoby výmenníka. Špirálovite vinuté rúrky sa používajú v parných vyvíjačoch pary, kde ohrievacím médiom môžu byť spaliny z plynového horáka a ohrievaným médiom upravená voda, ktorá na konci špirály vystupuje ako sýta para. Vnútorň priestor výmenníka je potom spaľovacia komora.



Obr. 14.7 Rúrkový výmenník so skrutkovito vinutými rúrkami
(Dlouhý, 2017)

14.3 Kompaktné tepelné výmenníky

Kompaktné tepelné výmenníky sú najčastejšie výmenníky, ktoré používajú na rozšírenie svojho povrchu rebrá. Výmenníky môžu byť *rúrkové* a *doskové* a existuje veľké množstvo tvarov rebier a ich geometrického usporiadania vo výmenníku. Zatiaľ čo rúrkové výmenníky sú používané pre médiá kvapalina – plyn, kvapalina – kvapalina, doskové tepelné výmenníky sú používané najmä na prenos tepla medzi plynmi (obr. 14.8).



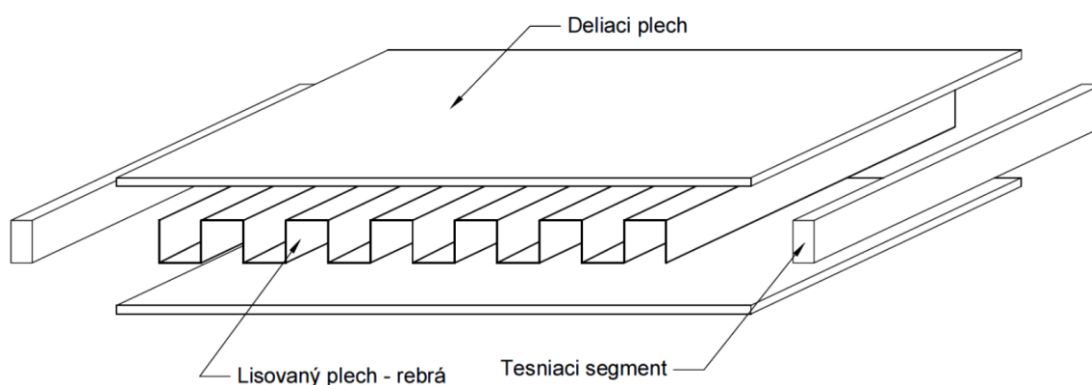
Obr. 14.8 Rekuperačný výmenník rúrka – kanál v rôznom prevedení s rozšíreným povrchom na vonkajšej strane rúriek. Vo väčšine prípadov sa používa pre médiá kvapalina – plyn, kde je kvapalina vedená cez rúrky a povrch je rozšírený na strane plynu (Kuppan, 2000; Shah, 2003)

Doskové kompaktné tepelné výmenníky

Doskové tepelné výmenníky je možné definovať ako výmenníky, ktoré sú kompaktné, pozostávajú z oddeľujúcich plechov, medzi ktorými sú umiestnené zvlnené plechy – rebrá. Základné elementy sú spojené a vrstvia sa na seba sendvičovo do bloku. Prúd média prechádza pomedzi zvlnené plechy, ktoré fungujú ako teplovýmenná plocha – rebrá a tiež ako výstuha samotného výmenníka. Ďalšie médium prechádza vrstvou nachádzajúcou sa nad prvou vrstvou atď. (obr. 14.9).

Vlastnosti tepelného výmenníka sú zväčša nasledovné:

- *Ponúkajú vysoko zahustený priestor rebrami, až do $6\,000\text{ m}^2\cdot\text{m}^{-3}$.*
- *Výška priechodu média býva rôzna, je možné použiť iný typ rebier pre každé médium (trojuholníkové, hranaté, vlnené, perforované) v závislosti od použitia.*
- *Využitie pri nízko až stredo-tlakových prenosoch tepla (do 7 – 10 bar).*
- *Maximálna prevádzková teplota je určená typom spájky a použitých materiálov (kryogenické aplikácie – celohliníkové, max. teploty do $800\text{ }^{\circ}\text{C}$ z tepelne odolných zliatin).*
- *Médiá nie sú kontaminované, čo vyplýva z konštrukcie výmenníka. Výmenníky vyžadujú relatívne čisté médium, pretože inak môže v úzkych kanáloch vznikáť problém so zanášaním. Čistenie výmenníka často nie je možné alebo je príliš náročné. Veľkosť výmenníka je limitovaná veľkosťou spájkovacej pece. Typický nízkotlakový doskový výmenník dosahuje maximálne rozmery $1,2\text{ m} \times 1,2\text{ m}$ v reze $\times 6,2\text{ m}$ po dĺžke prúdenia.*



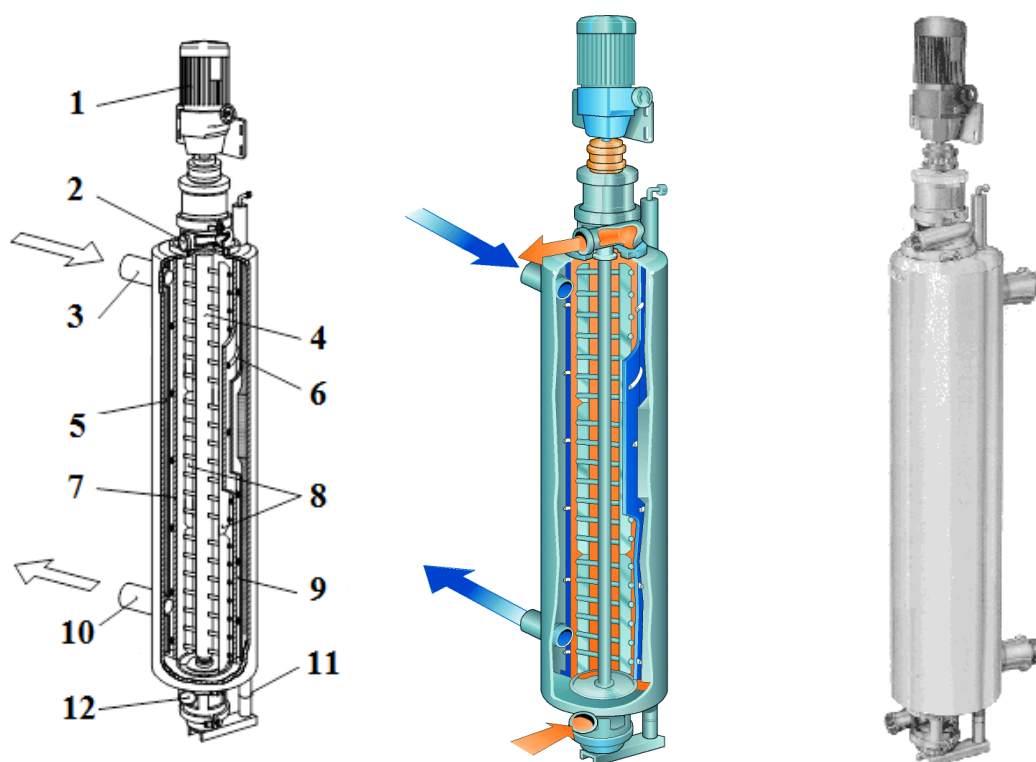
Obr. 14.9 Základný prvok doskového tepelného výmenníka. Jednotlivé elementy je možné na seba ukladať v rovnakom smere (protiprúdny) alebo priečne (s priečnym prúdením).

*Geometria rebier môže byť rôzna
(Kuppan, 2000; Shah, 2003)*

Prúdy teplotonosných médií vo výmenníku tepla môžu byť rôzne orientované. Najbežnejšie sa používajú protiprúdové a priečno-prúdové, teoreticky je možné orientovať prúdy paralelne čo sa však nevyužíva. Ďalej sa tento typ výmenníkov môže deliť podľa typu plechu, ktorý tvorí povrch rebier. Najjednoduchšia forma rebier sú rovné, ploché rebrá a sú neprerušené po celej dĺžke prúdenia média. Bežné usporiadanie je v pravouhlé a trojuholníkové, pravouhlé poskytuje lepšiu štrukturálnu pevnosť. Nevýhodou tohto usporiadania je hrubá medzná vrstva, ktorá zhoršuje prenos tepla. Pokiaľ sa použije vlnovitá alebo odsadená verzia, medzná vrstva je tenšia alebo sa vôbec nevytvorí, pretože je periodicky rušená odsadením, čím dochádza k zvyšovaniu koeficientu prenosu tepla.

14.4 Výmenníky tepla so stieraným povrchom

Výmenníky, ktoré obsahujú zariadenie na stieranie povrchu, sa nazývajú výmenníky tepla so stieraným povrchom, a sú znázornené na obr. 14.10. Používajú sa v prípadoch, keď doskové alebo špirálové výmenníky tepla nie sú konštrukčne riešené na spracovanie vysoko konzistentných pastovitých látok. Ďalším prípadom použitia je aj požiadavka na spracovanie termolabilných látok. Využitie majú napríklad pre farmaceutický a potravinársky priemysel (napríklad zmrzlinárske stroje).



Obr. 14.10 Výmenník tepla so stieraným povrchom

- 1 – motor, 2 – výstup produktu, 3 – vstup ohrievacieho chladiaceho média, 4 – rotor,
 5 – izolácia, 6 – usmerňovacia špirála, 7 – teplovýmenná plocha, 8 – stierky,
 9 – kanál, ktorým prúdi ohrievacie/chladiace médium,
 10 – výstup ohrievacieho/chladiaceho média,
 11 – dvíhanie rotora, 12 – vstup produktu
 (Rheoheat, 2017; Žitný, 2010)

15. REGENERAČNÉ VÝMENNÍKY TEPLA

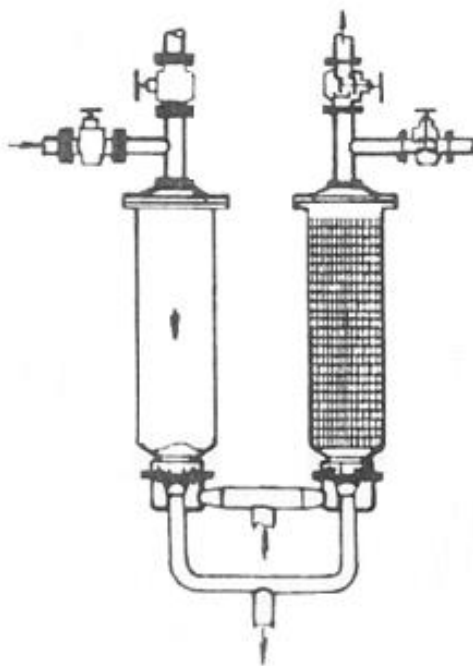
Prenos tepla sa uskutočňuje prostredníctvom pohyblivej alebo nepohyblivej výplne. Teplejšia látka odovzdáva teplo tejto výplni (žiaruvzdorné tehly, kovové plechy, poprípade iný materiál), ktorá sa nahrieva a následne toto naakumulované teplo odovzdáva látke ohrievanej.

Výhoda regenerátorov je v tom, že zaberajú málo miesta, majú ucelenú konštrukciu, a to najmä rotačné generátory. Ich nevýhodou je zložitosť konštrukcie a nemožnosť prevádzkovať pri veľkých tlakových rozdieloch medzi ohrievajúcim a ohrievaným médiom (Kabát, 1988). Regeneračné výmenníky bývajú *nepohyblivé* a *rotačné*.

15.1 Statické regeneračné výmenníky tepla

Statické regeneračné výmenníky tepla sú tvorené jedným alebo viacerými absorbérmi tepla (s poróznym lôžkom guľčiek, kovových fólií alebo sieťovín, keramickou maticou), ktorými striedavo preteká horúca alebo studená tekutina (plyn).

Doba prepínania sekcií je daná dobou prechodu tepelnej vlny od vstupu do výstupu absorbéra (doba nabíjania, resp. vybíjania) (obr. 15.1).



Obr. 15.1 Schéma regeneračného výmenníka tepla
(Jelemenský, 2004)

Rýchlosť šírenia teplotnej vlny:

$$u = \frac{\dot{m}_G \cdot c_{pG}}{m_S \cdot c_{pS}}, \quad (\text{m.s}^{-1}) \quad (15-1)$$

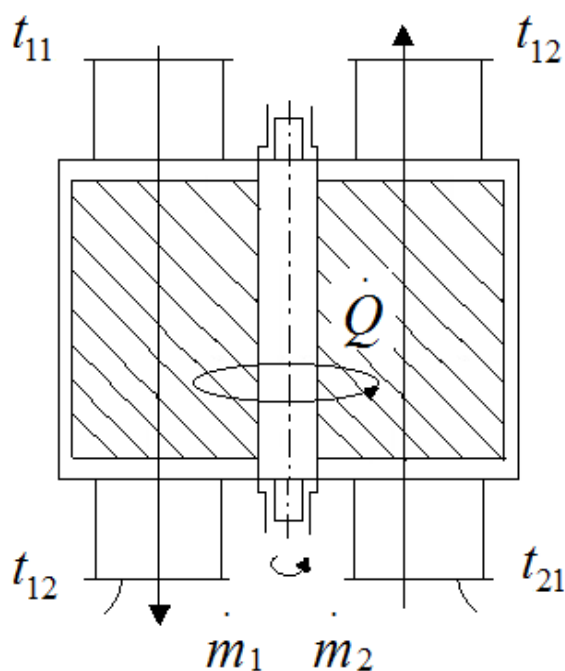
kde $\dot{m}_G$ je hmotnostný prietok plynu ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$), c_{pG} , c_{pS} je merná tepelná kapacita plynu, resp. materiálu výplne ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$), m_s je hmotnosť výplne vzťahnutá na meter dĺžky absorbéra ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$).

Rýchlosť šírenia teplotnej vlny môže byť veľmi vysoká, statické regenerátory sú napríklad kľúčovým prvkom Stirlingovho motora, kde je frekvencia prepínania takmer 100-krát za sekundu (Jelemenský, 2004; Sazima, 1993).

15.2 Rotačné regeneračné výmenníky tepla

U rotačných akumulčných výmenníkov tepla sa akumulčná hmota otáča a striedavo sa dostáva do styku s teplým a chladným médiom. Smer toku chladeného a teplého média sa nemení, môžu byť súprúdne, ale častejšie protiprúdne. Konštrukčné prevedenie môže byť napríklad valcové (Sazima, 1993). Valec sa pomaly otáča okolo svojej osi – napríklad 20 krát za minútu.

Rotačné regeneračné výmenníky tepla nachádzajú svoje uplatnenie predovšetkým u väčších zariadeniach. Pracujú na princípe, že vzduch prechádza otvormi v pomalom rotujúcom valci a odovzdáva mu teplo. Na obr. 15.2 je znázornená schéma rotujúceho regeneračného výmenníka tepla.



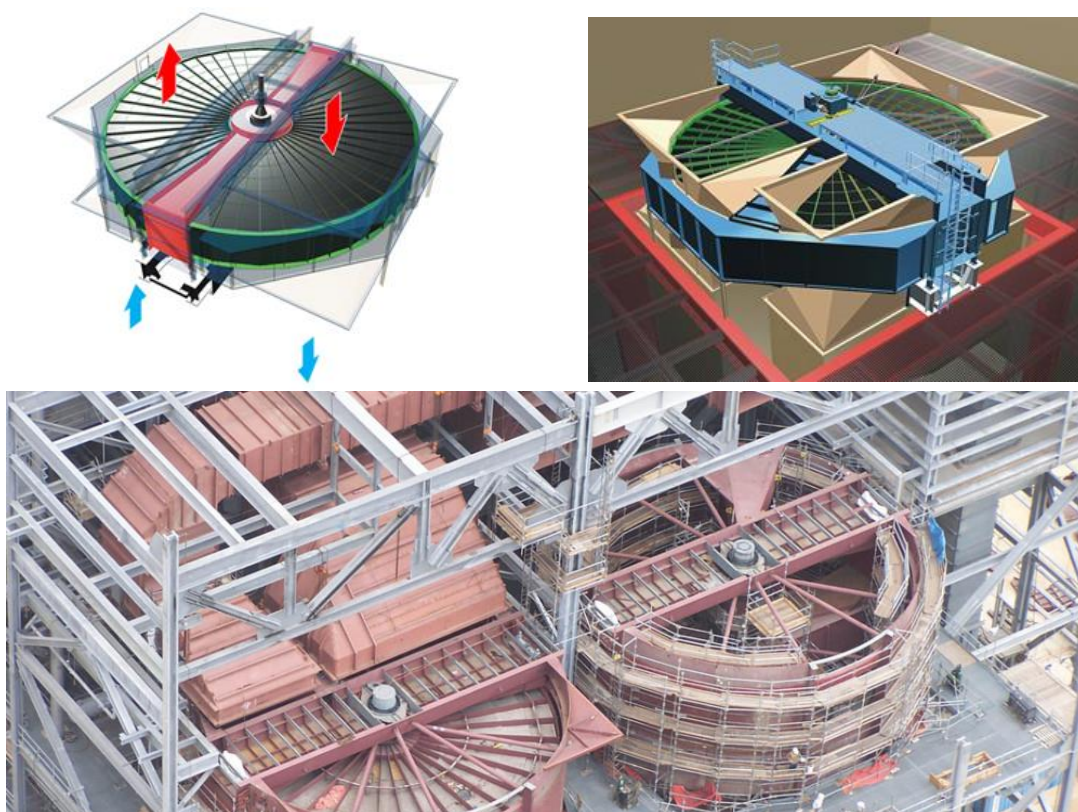
Obr. 15.2 Princíp regeneračného výmenníka tepla
(Baláš, 2009)

Z rotačných regeneračných výmenníkov tepla je známy Ljungströmov ohrievač vzduchu používaný v parných kotloch, kde sa kovová výplň pri otáčaní ohrieva horúcimi spalínami a akumulované teplo sa potom odovzdáva vzduchu. Jeho princíp je znázornený na obr. 15.3.

Skladá sa z rotora, ktorý je vyplnený profilovanými plechmi uloženými v košoch. Rotor je vstavaný do uzatvoreného priestoru, rozdeleného a súčasne utesneného sektorovými doskami na spalinovú časť a vzduchovú časť.

Zásadné prednosti regeneračného ohrievača Ljungström možno zhrnúť nasledujúco:

- *Možnosť vyššieho ohriatia vzduchu.*
- *Možnosť voľby nižších výstupných teplôt.*
- *Možnosť účinne čistiť počas chodu.*
- *Možnosť použitia účinnej protikoróznej ochrany výhrevnej náplne.*
- *Jednoduchá výmena relatívne lacných výhrevných plôch.*



Obr. 15.3 Výmenník tepla typu Ljungström
(Regenerative Air Pre-Heater, 2018; Ljungström, 2018)

Ohrievače vzduchu sú zostavené s vertikálnou alebo horizontálnou osou. Horizontálne ohrievače majú projekčnú výhodu v polohe ložísk, prevodovky a elektromotora. Náboj ohrievača s čapmi v tomto type je však namáhaný ohybovým momentom. Vznikajúce napätie môže zapríčiniť únavu materiálu. Konštrukcia je ťažšia a nákladnejšia. Veľké ohrievače vzduchu sa preto stavajú ako vertikálne. Ohrievače sú typizované a sú stavané do priemeru rotora až 20 m s počtom otáčok $2 - 6 \text{ min.}^{-1}$, a výkonom poháňaným elektromotorom do 40 kW.

Akumulačná hmota je vytvorená z veľkého počtu tenkých profilovaných plechov uložených vo 2 až 3 vrstvách rotora. Výška vrstvy studeného vzduchu (vstup vzduchu a výstup spalín) je volená tak, aby teplota kovu ďalších vrstiev bola vyššia než rosný bod H_2SO_4 . Rotor ohrievača je tuhá zváraná konštrukcia kruhového tvaru a je rozdelená do niekoľkých sektorov, do ktorých sú vložené akumulčné plochy. Nosnou časťou pre uloženie je skriňa ohrievača, opatrená prechodovými kusmi na pripojenie spalínových a vzduchových potrubí. Utesnenie rotora je vykonané pevnými kovovými upchávkami upevnenými radiálne a axiálne na konštrukcii medzi jednotlivými sektormi. Tieto upchávky spolu s radiálnymi tesniacimi doskami rozdeľujú rotor na vzduchovú a spalínovú časť. V medzere medzi rotorom a skriňou je inštalované obvodové tesnenie. Efektívnejšie čistenie je zaistené počas prevádzky výkyvnými alebo stabilnými odfukovačmi. Odfukovacie médium je prehratia para alebo tlakový vzduch.

Výhrevná náplň musí mať predovšetkým:

- *Dobrý prenos tepla.*
- *Malé tlakové straty.*
- *Lacné zhotovenie.*
- *Jednoduché čistenie počas prevádzky.*
- *Odolnosť proti korózii.*

Hrúbka plechu býva 0,6 – 0,12 mm. Materiál náplne je zvolený podľa obsahu síry v palive:

- *Pre palivo s nízkym obsahom síry – uhlíková oceľ.*
- *Pre palivo s vyšším obsahom síry – nízkolegovaná oceľ alebo profily chránené proti korózii H_2SO_4 kyselinotvorným smaltom.*

Regeneračný ohrievač kotla spaliny – vzduch je vo svojom charaktere technicky náročné zariadenie. Rotor ohrievača sa pohybuje v prostredí agresívnych spalín v nestacionárnych teplotných podmienkach. Medzi spalínovou a vzduchovou stenou sa podľa typu kotla vystavujú tlakovým rozdielom až 10 kPa. Na stabilnú a rotačnú časť pôsobia zložité silové a dilatačné pomery. Zvláštna pozornosť musí byť venovaná napúšťaniu a odstavovaniu ohrievača. Pred napustením kotla je nutné uviesť do rotácie výplň ohrievača a nahriať výhrevnú náplň vzduchom ohriatym v inom zdroji na čo najvyššiu teplotu. Po odstavení kotla na dlhšiu dobu je nutné nechať rotory ohrievača v chode, pokiaľ teplota pred ohrievačom neklesne na 100 – 150 °C. Krátko pred odstavením kotla je nutné ohrievač odfukovať. Po odstavení kotla na dlhšiu dobu prevádzky sa odporúča ohrievače vzduchu prepláchnuť vodou. Po premytí je potrebné výhrevné náplne vysušiť horúcim vzduchom alebo použiť iný spôsob pasivácie.

Nevýhodou týchto ohrievačov je menšia tesnosť a určité prelínanie obidvoch pracovných látok, čo značne obmedzuje použitie týchto výmenníkov.

Určujúce tepelné parametre regeneračných výmenníkov tepla

- *Prietokové kritérium (podľa metódy NTU – Number of Transfer Units):*

$$W = W_{min}/W_{max}, \quad (15-2)$$

ktoré určujú pomer tepelných kapacít obidvoch prúdov: ($W_i = \dot{m}_i \cdot c_{pi} = \dot{V}_i \cdot \rho_i \cdot w_i$), kde $i = 1, 2$.

- *Akumulačné kritérium:*

$$W_v = \frac{W_{min} \cdot \tau_o}{W_{ak}} = \frac{\dot{V}_{min} \cdot w \cdot \rho \cdot \tau_o}{\dot{m}_{ak} \cdot c_{ak}}, \quad (15-3)$$

kde τ_o je doba trvania jedného cyklu (jedno otočenie kotúča alebo dve prepnutia klapiek). Akumulačné kritérium hodnotí tepelné vlastnosti akumulačnej hmoty vzhľadom ku tepelnej kapacite prúdu W_{min} .

- *Prenosové kritérium:*

$$NTU = \frac{1}{W_{min}} \cdot \frac{1}{\frac{1}{(\alpha \cdot S)_1} + \frac{1}{(\alpha \cdot S)_2}} \quad (15-4)$$

Hodnoty $(\alpha \cdot S)_1$ a $(\alpha \cdot S)_2$ odpovedajú súčinu súčiniteľov prestupu tepla a plôch na strane chladnejšieho a teplejšieho média vo výmenníku tepla.

Ak je $(\alpha \cdot S)_1 = (\alpha \cdot S)_2$, pri $S_1 = S_2$ ($S_1 + S_2 = S_{celk}$), potom:

$$NTU = \frac{\alpha \cdot S_{celk}}{4 \cdot W_{min}} \quad (15-5)$$

Tepelná kapacita akumulačných vložiek o celkovej ploche:

$$S_{celk} \cdot W_{ak} = \frac{m_{ak} \cdot c_{ak}}{\tau_o}, \quad (W \cdot K^{-1}) \quad (15-6)$$

kde m_{ak} je celková hmotnosť náplne akumulujúce teplo.

Tepelná bilancia regeneračných výmenníkov tepla

- *Účinnosť výmenníkov* – určeným kritériom je hodnota zmeny teploty (teplotná účinnosť), pre jednu tekutinu:

$$\varepsilon = \frac{t_1'' - t_1'}{t_2' - t_1'}, \quad (15-7)$$

kde v čitateli je rozdiel teplôt tekutiny 1, v menovateli je rozdiel vstupných teplôt oboch tekutín.

Prenos tepla:

$$\Delta t_m \cdot m_{ak} \cdot c_{ak} = (t_1'' - t_1') \cdot W_1 \cdot \tau_o, \quad (15-8)$$

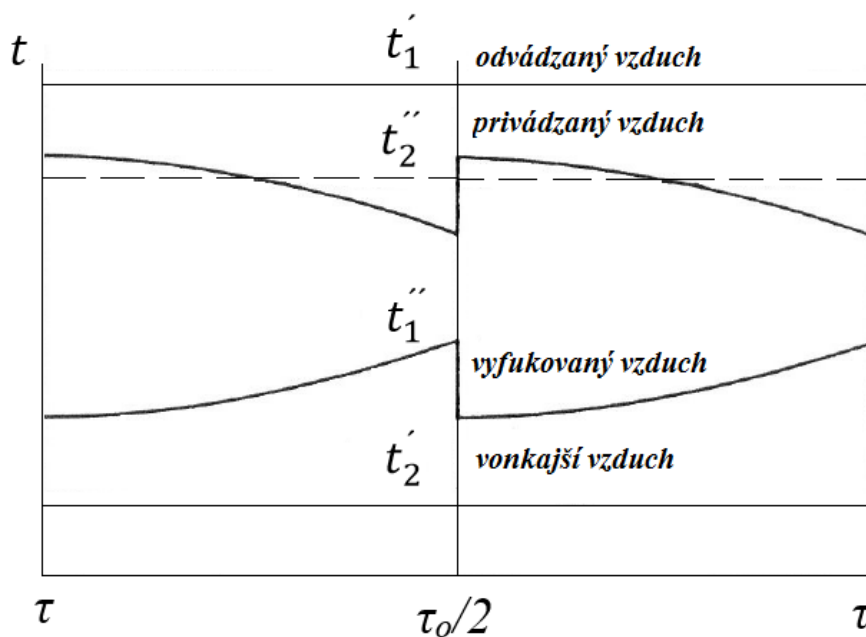
kde Δt_m je rozdiel priemernej maximálnej a priemernej minimálnej teploty akumulčných vložiek počas jednej periódy τ_o a

$$\Delta t_m = \psi \cdot (t_1'' - t_1') \quad (15-9)$$

Účinnosť výmenníka je potom:

$$\varepsilon = \frac{t_1'' - t_1'}{t_2' - t_1'} = \psi \cdot \frac{\dot{m}_{ak} \cdot c_{ak}}{W \cdot \tau_o} = \psi \cdot W_v, \quad (15-10)$$

kde ψ je účinnosť prechodu tepla medzi periódami; t_1' je stredná teplota plynu 1 (ohrievaného) podľa prierezu ako aj časovo (obr. 15.4).



Obr. 15.4 Časový priebeh teplôt u regeneračného statického výmenníka tepla (Sazima, 1993)

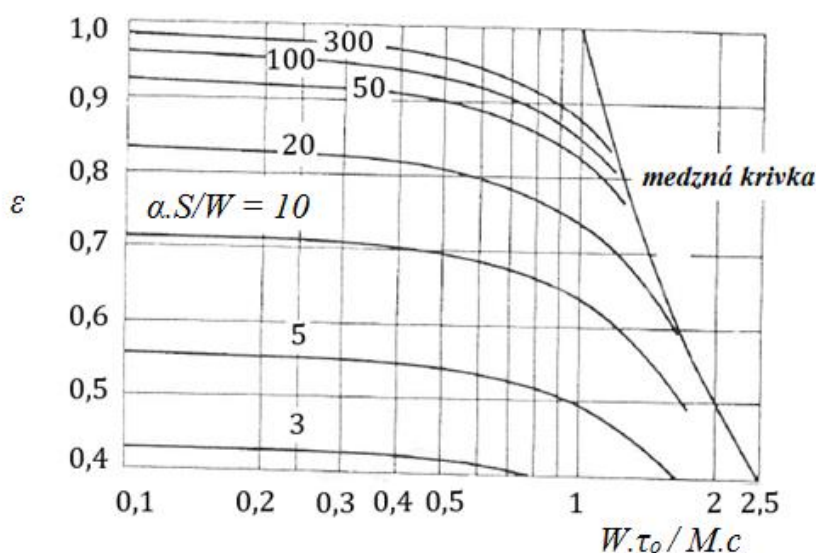
Pre $\psi = 1$ je účinnosť prechodu najvyššia. Ak vychádza z výpočtu účinnosť ε väčšia, ako 1 je potrebné brať $\varepsilon = 1$ v zmysle platnosti druhého zákona termodynamiky.

Závislosť účinnosti ε na W , τ_o je na obr. 15.5. Závislosť medzi uvedenými kritériami je možné v bežnej technickej praxi vyjadriť, činnosť výmenníka tepla pri $W_k = 1$ vzťahom:

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} (1 - 0,11 \cdot W_v^{-1,93}) \quad (15-11)$$

z toho potom:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{4 \cdot W}{\alpha \cdot S} + 1} \left[1 - 0,11 \left(\frac{W \cdot \tau_o}{m_{ak} \cdot c_{ak}} \right)^{1,93} \right] \quad (15-12)$$



Obr. 15.5 Účinnosť regeneračného výmenníka

S – celkový povrch, W – tepelná kapacita prietoku vzduchu, τ_o – dĺžka jedného cyklu,

M – hmotnosť akumulácie vložky, c – merná tepelná kapacita

(Sazima, 1993)

Tepelný tok získaný v regeneračných vertikálnych ohrievačoch vzduchu LJUNGSTRÖM

Tepelný tok získaný v tomto druhu ohrievača je možné stanoviť zo vzťahu zdieľania tepla:

$$Q = k \cdot S_r \cdot \overline{\Delta t}, \quad (W) \quad (15-13)$$

kde k je súčiniteľ prechodu tepla ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$), S_r je obojstranná teplovýmenná plocha náplne výmenníka (m^2), $\overline{\Delta t}$ je stredný logaritmický teplotný rozdiel (K).

Súčiniteľ prechodu tepla v regeneračnom výmenníku tepla sa stanoví nasledovne:

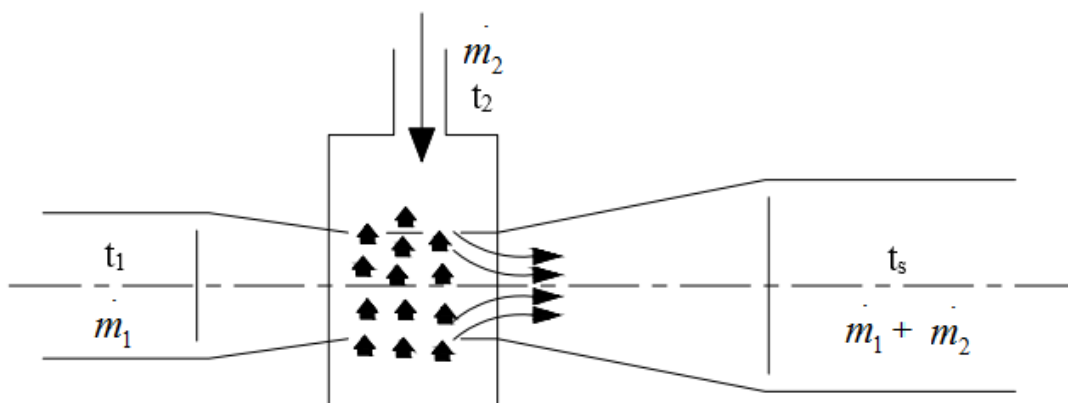
$$k = \frac{R}{\frac{1}{x_s \cdot \alpha_s} + \frac{1}{x_v \cdot \alpha_v}}, \quad (\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}) \quad (15-14)$$

kde R je súčiniteľ využitia výhrevnej plochy ohrievača ($= 0,75$), α_s je súčiniteľ prestupu tepla od spalín k teplovýmennej plochy ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$), α_v je súčiniteľ prestupu tepla od teplovýmennej plochy do vzduchu ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$), x_s je pomer prierezu spalinovej časti ohrievača k celkovému prierezu (-), x_v je pomer prierezu vzduchovej časti ohrievača k celkovému prierezu (-) (Baláš, 2013).

16. ZMIEŠAVACIE VÝMENNÍKY TEPLA

V zmiešavacích výmenníkoch tepla (obr. 16.1) dochádza k priamemu kontaktu teplonosných médií. V zmiešavacích výmenníkoch nie sú žiadne teplovýmenné plochy, teplé a chladné médium prichádza do priameho kontaktu. Vytvorí sa obvykle homogénna zmes, ktorá sa po výmene tepla obvykle neoddeľuje.

Ako napríklad možno uviesť vstreky vody do pary pri znižovaní jej teploty, prípadne jej kondenzáciu. Výhodou zmiešavacích výmenníkov je ich jednoduchosť a veľká ucelenosť, ich nedostatkom je, že po zmiešaní nie je možné od seba oddeliť ochladzujúcu kvapalinu a kondenzát. Po zmiešaní médií dochádza aj k prenosu tlakových pomerov a nie je možné tieto média späťne rozdeliť. Používajú sa najmä v prevádzkach, ktoré sú tlakovo závislé. Medzi zmiešavacie výmenníky zaraďujeme aj ejektory (Holoubek, 2002; Kabát, 1988; Kadrnožka, 2001).



Obr. 16.1 Princíp zmiešavacieho výmenníka tepla
(Kadrnožka, 2001)

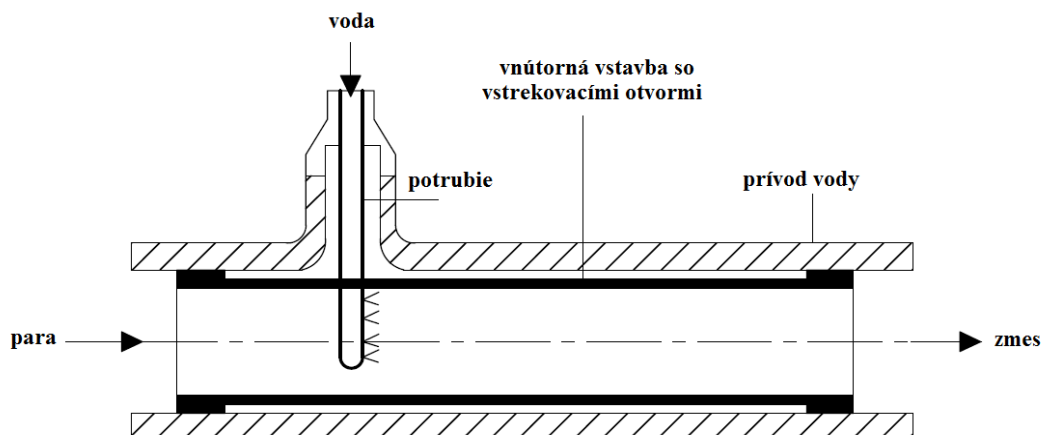
16.1 Zmiešavacie výmenníky tepla bez teplovýmenných plôch

Zdieľanie tepla tu prebieha priamym stykom oboch pracovných látok. Pre porovnanie s ostatnými typmi výmenníkov tepla tu teplovýmenná plocha neexistuje. Tieto typy výmenníkov tepla z konštrukčného hľadiska nemajú žiadnu teplovýmennú plochu a patria do skupiny zmiešavacích výmenníkov tepla. Zmiešavacie výmenníky tepla sú najčastejšie súčasťou zariadení využívaných v teplárenstve na vstrekovanie vody do pary a ohrev napájacej vody.

Vstrek vody do pary

Vstrek vody do pary sa najčastejšie používa na reguláciu teploty prehriatej pary. Táto aplikácia je jednostranná, tzn. znižuje teplotu prehriatej pary. Vstrekovaná voda je vždy chladnejšia ako para, a preto je nutné zabrániť priamemu styku s hrubostenným plášťom potrubia. Prívodné potrubie sa preto privaruje k ochrannému nátrubku. Vyparenie kvapôčok trvá určitú dobu a chladič preto musí mať dostatočne dlhú vložku. Hlavnou výhodou týchto

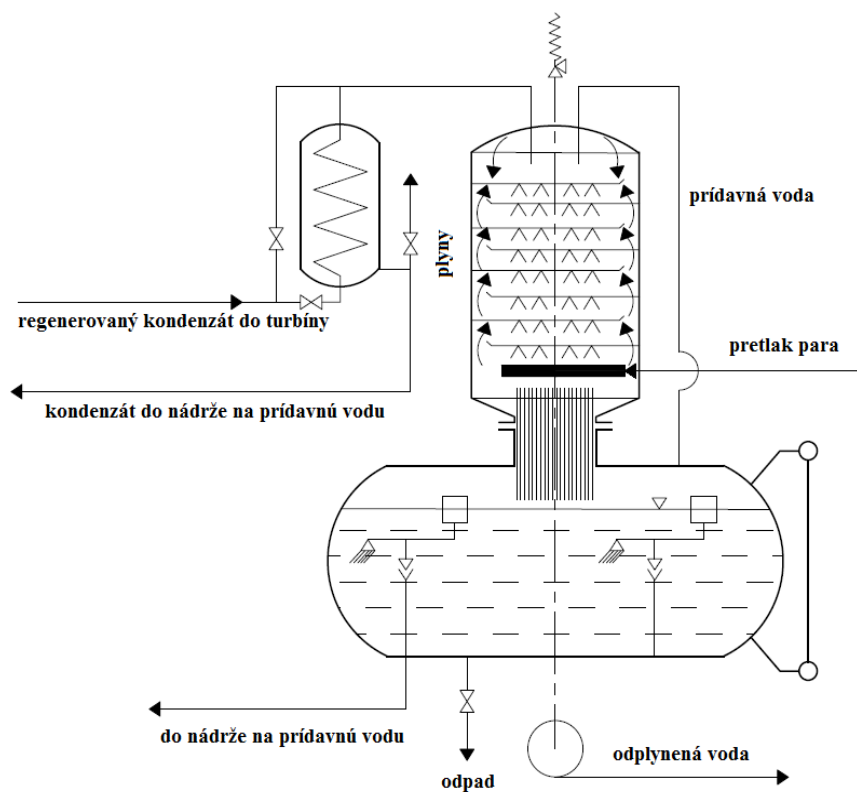
chladičov pary oproti rekuperačným chladičom pary je jednoduchosť konštrukcie a rýchla odozva na teplotu prehriatej pary. Princíp je znázornený na obr. 16.2.



Obr. 16.2 Vstrekovací chladič pary
(Baláš, 2009)

Ohrev napájacej vody

Ide o zmiešanie vody a nízkotlakovej pary. Pretože okrem výmeny tepla tu dochádza aj k zmene chemického zloženia, nazývajú sa tieto výmenníky tepla odplyňovače (obr. 16.3).



Obr. 16.3 Nízkotlakový odplyňovač
(Baláš, 2013)

V napájacej vode sú obsiahnuté plyny ako kyslík, dusík, vodík a oxid uhličitý. Tieto plyny spôsobujú koróziu zo strany vody a je preto nutné ich odstraňovať. Tepelné odplynenie sa uskutočňuje väčšinou pri teplote varu 105 °C a miernom tlaku. Pri väčších jednotkách sa používa tiež tlakové odplynenie pri teplote 160 – 165 °C a tlaku 0,6 – 0,7 MPa.

Odplyňovač sa skladá z valcovej stojatej nádoby, v ktorej sú kaskádovite usporiadané dierované plechy. Pre dosiahnutie dobrej funkcie odplyňovača je nutné zaistiť veľkú stykovú plochu medzi vodou a parou, čo sa najčastejšie realizuje tzv. sprchovým vyhotovením. Voda steká v drobných kvapkách dolu proti pare, ktorá udržiava v zariadení konštantnú teplotu varu.

Pri tomto izobarickom deji dochádza k uvoľneniu plynov, ktoré sa následne využívajú na ohrev kondenzátu v rekuperačnom ohrievači. Odplynená voda odchádza do zásobnej nádrže, kde je udržiavaná stála hladina a odtiaľ je odčerpávaná do kotla. Prebytočná voda je odčerpávaná do zásobníka prídavnej vody.

Výpočet zmiešavacích výmenníkov tepla

- *Hmotnostná bilancia:*

$$M_z = M_p + M_v \quad (\text{kg.s}^{-1}) \quad (16-1)$$

- *Tepelná bilancia:*

$$M_z \cdot i_z = M_p \cdot i_p + M_v \cdot i_v, \quad (\text{kW}) \quad (16-2)$$

kde M_p , M_v a M_z sú hmotnostné prietoky pary, vody a zmesi (kg.s^{-1}); i_p , i_v a i_z sú merné entalpie pary, vody a zmesi (kJ.kg^{-1}) (Ochrana, 2004; Baláš 2013).

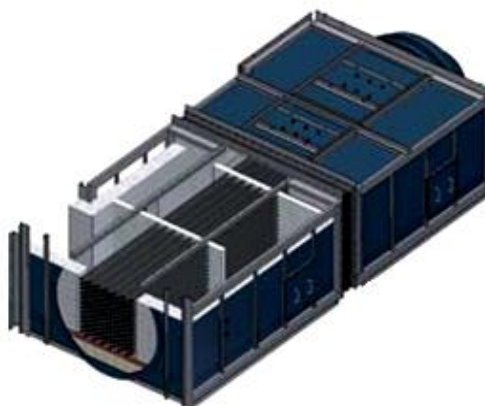
17. NOVODOBÉ KONŠTRUKČNÉ TECHNOLOGIE VO VÝMENNÍKOCH TEPLA

V súčasnosti je prenos energie, či už vo forme tepla alebo inej, neoddeliteľnou časťou každej priemyselnej aplikácie. Zdokonalenie procesu prenosu tepla sa týka výmenníkov tepla a ich technológie výroby. Medzi pokročilé výrobné metódy patrí využívanie keramiky ako konštrukčného materiálu.

17.1 Keramické výmenníky tepla

Firma Heat Transfer International ponúka vysokoteplotné, vysokotlakové plášťové výmenníky tepla vyrábané z keramických materiálov. Tento druh výmenníkov pracuje na báze rekuperačného výmenníka tepla spaliny – vzduch. Spaliny o teplote 1 300 °C nepriamo zohrievajú vzduch na teplotu okolo 1 100 °C, pričom tlak vzduchu môže dosahovať až 13 atmosfér. Tieto parametre predurčujú výmenník tepla ako ideálnu voľbu pre pohon plynovej turbíny a predohrev spaľovacieho vzduchu.

Vyrábajú sa vo vyhotoveniach pre stredné tlaky, ktoré sú vhodné tam, kde sa nemôže dopustiť únik vzduchu do procesu. A vo vyhotovení pre malé tlaky, ktoré sa odporúčajú pre procesy, kde malý únik vzduchu do pracovnej časti, je bezvýznamný ako pri pretavovaní hliníka.



Obr. 17.1 Štvorpriechodový keramický výmenník tepla 1 500 kW

Keramické výmenníky tepla používajú patentovanú konštrukciu z blokov rúrka k rúrke. Jedinečné vnútorné tesnenie rúrok s nastaviteľnou odnímateľnou zátkou umožňuje rýchle a jednoduché nahradenie jednotlivých rúrok. Konštrukcia neobsahuje žiadne pohyblivé časti ako pružiny či kolesá, žiadne pórovité útvary náchylné na upchávanie ani žiadny kov podliehajúci korózii. Vyrábajú sa v širokom rozsahu výkonov od 30 kW do 9 000 kW ako jednoprechodové alebo viacprechodové. Riadením rozdielu tlakov medzi ohrievaným vzduchom a spalinami je možné udržiavať minimálny únik vzduchu do spalínovej časti. Rúrky vyrábané firmou Heat Transfer International sú dokonale nepriepustné.

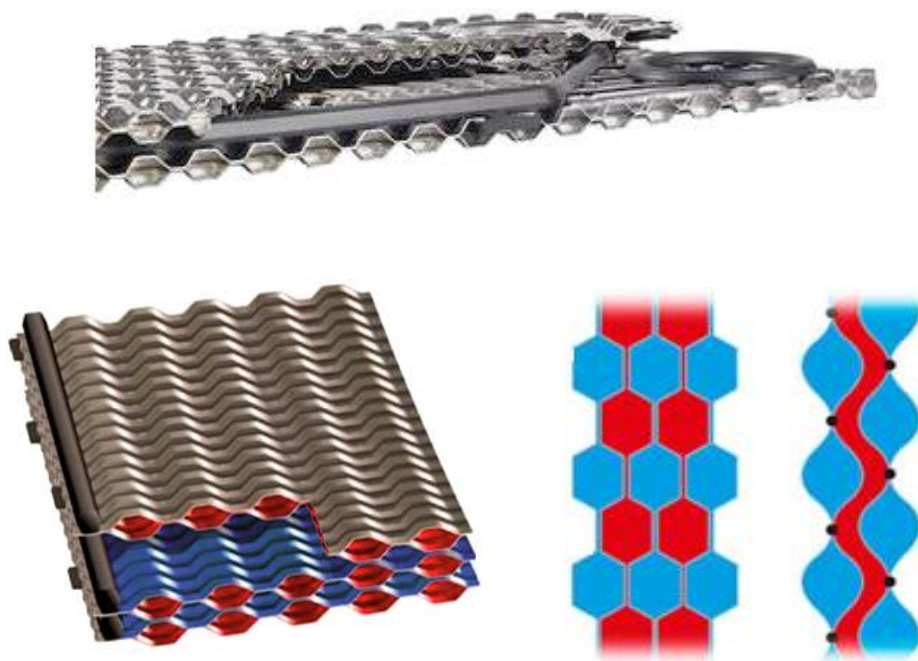
Špeciálny dizajn rúrkovnice pevne zviaza rúrky na jednej strane a umožňuje voľne sa rozpínať na druhej strane. Teda ak výmenník tepla nadobúda vyššie teploty, tesnenia sa uťahujú a ich efektivita stúpa (Heat Transfer International, 2018).

17.2 Technológia FusionLine

Medzi ďalšie popredné technológie patrí technológia nazývaná FusionLine od firmy Alfa Laval (obr. 17.2). Alfa Laval FusionLine patrí do radu hygienických výmenníkov tepla a je ideálny na pasterizáciu a všeobecné chladenie a ohrev mlieka, potravín a nápojov, ktoré obsahujú dužiny, vlákna a častice. Je tiež vhodný na spracovanie iných produktov s nízkou až strednou viskozitou.

FusionLine je vyrábaný unikátnou patentovanou technológiou spojovaním materiálu natavením. Táto technológia kombinuje výhody doskových a rúrkových výmenníkov tepla. V porovnaní s tradičnými doskovými výmenníkmi tepla totiž prináša úplne otvorený prietok a má zároveň všetky výhody doskového výmenníka tepla, akými sú napr. kompaktné rozmery, lepšia čistiteľnosť a výkonová flexibilita.

Dve dosky z nerezovej ocele sú spojené do jednej kazety pomocou patentovanej technológie Alfa Laval. Kazety sú utesnené pomocou špeciálnych hrubých tesniacich vložiek, ktoré vytvárajú otvorený kanál po celej šírke a dĺžke kazety. Tento štyri až šesť milimetrový kanál umožňuje ľahké prúdenie látkam s nízkou a strednou viskozitou. Dizajn tenkej dosky a optimálne vlnitého vzoru plechu poskytuje vysoko efektívny prenos tepla, vysokú odolnosť proti tlaku a rovnomerné rozloženie produktu po celej ploche dosky.



Obr. 12.2 Profil dosiek technológie FusionLine
(Alfa Laval lance un échangeur thermique hybride, 2018)

17.3 Výmenníky tepla z polypropylénových vlákien

Nový prístup v konštrukcii výmenníkov tepla predstavujú výmenníky tepla z polypropylénových vlákien. Tieto výmenníky tvoria novú generáciu, kde teplovýmenná plocha je tvorená polypropylénovými vláknami s celkom hladkým plynotesným povrchom, respektíve s povrchom s poréznymi stenami. Porézne steny sa vo výmenníkoch tohto typu využívajú iba v prípade, ak je potrebné okrem prenosu tepla zabezpečiť aj zvlhčenie média.

Vo výmenníkoch tepla tvorených z polypropylénových vlákien je nutné dodržať isté podmienky z pohľadu tlaku média vo vnútri kapilár a na ich vonkajšej stene. Tzv. „burst“ tlak označuje maximálny pretlak vo vnútri kapilár vzťahovaný voči vonkajšiemu tlaku, pri ktorom dôjde k roztrhnutiu steny kapiláry. Jeho maximálna hodnota je $4 \cdot 10^5$ Pa. „Collapse“ tlak je pretlak z vonkajšej steny kapiláry na vnútornú, pri ktorom dôjde k zborteniu steny vlákna a tak k zmenšeniu jeho prierezu. Maximálna hodnota tohto tlaku je $2 \cdot 10^5$ Pa. Maximálna prevádzková teplota výmenníkov z polypropylénových vlákien je 70°C .

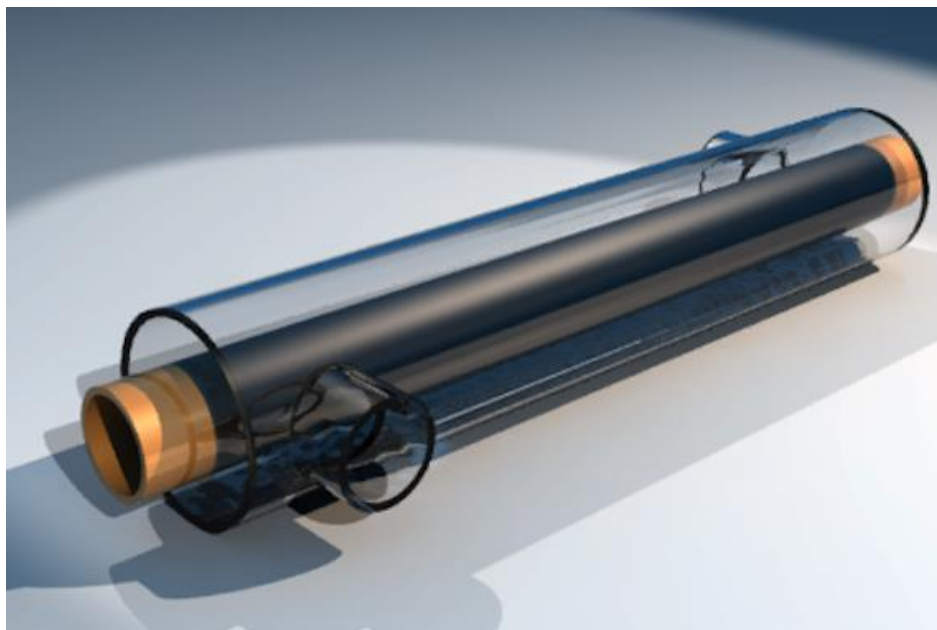


*Obr. 17.3 Pohľad na koniec zväzku vlákien
(Čarnogurská, 2012)*

Využívajú sa vlákna duté, ktorých konce sú vlepuvané do polyuretánovej rúrky (obr. 17.3). Tej časti rúrky, kde sú plastové kapiláry vlepené do PVC rúrky, sa hovorí potting. Priemer kapilár je rôzny a po ich dĺžke je aj premenlivý. Je to dôsledok technológie výroby kapilár. Počet kapilár v jednom pracovnom zväzku môže byť rôzny. Počet vlákien vlepených v PVC rúrke je závislý predovšetkým od ich vonkajšieho priemeru. Zväzok s vonkajším priemerom vlákna okolo 0,5 mm má cca 300 ks kapilár a s priemerom 0,18 mm až 1 500 ks. Vo všeobecnosti môžu mať vlákna dĺžku aj viac ako 1 m. Ich dĺžka je však obmedzená konštrukčne a pevnostne prípustnou tlakovou stratou zväzku. Od tejto dĺžky, od vonkajšieho priemeru vlákna a počtu vlákien je závislá aj veľkosť teplovýmennéj plochy. Tá sa pohybuje reálne v rozsahu od $0,1\text{ m}^2$ do $1,5\text{ m}^2$.

Zväzok kapilár, ktorý bol vyrobený technológiou vlepuvania vlákien do konca transparentného PVC potrubia. Takéto zväzky sa umiestňujú vo výmenníkoch tepla pracujúcich v protiprúdovom zapojení typu Tube and Shell (obr. 17.4).

Zvýšený záujem o využitie propylénových vlákien na teplovýmenné plochy je preferovaný v súčasnosti hlavne pre chemickú stálosť takýchto teplovýmenných plôch, ich koróziu odolnosť a samočistiacu schopnosť. Toto umožňuje využitie zväzkov vlákien aj v prevádzkach, kde sa vylučuje použitie konvenčného výmenníka. Otvára sa tak možnosť získať zbytkovú tepelnú energiu napríklad aj z odpadových vôd. V súčasnosti je využitie rôznych plastových výmenníkov rozšírené hlavne v odvetviach, kde teplota pracovných látok nepresahuje 150 °C. Ide hlavne o destilačné sústavy, chladiace a vykurovacie systémy a rekuperačné obvody (Čarnogurská, 2012).



*Obr. 17.4 Výmenník tepla typu Tube and Shell
(Heat Exchanger Design and Operations, 2018)*

17.4 Tepelné trubice

Tepelné trubice sú zariadenia slúžiace na prenos tepla s vysokou tepelnou vodivosťou, v ktorých prúdi pracovná (teplonosná) látka medzi výparníkom a kondenzátorom v dvoch fázach. Takýto systém dvojfázového prúdenia prenáša tepelnú energiu aj 1 000-krát vyššiu ako najefektívnejší pevný vodič. Tepelné trubice majú vynikajúci prenos energie k hmotnostnému pomeru. Často sú označované ako "supervodiče" tepla, vďaka mimoriadnej vysokej kapacite a rýchlosti prenosu tepla prenášajú teplo takmer bez tepelných strát.

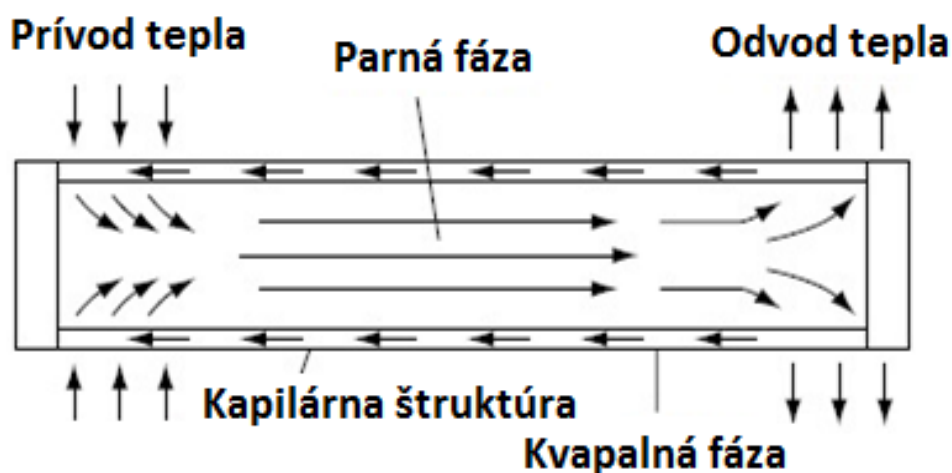
Tepelné trubice môžu byť navrhnuté tak, aby pracovali vo veľmi širokom rozsahu teplôt, od kryogénnych (menej ako 30 K) až po vysokoteplotné aplikácie (viac ako 2 000 K). Najmä na začiatku vývoja sa kvôli vysokým nákladom tepelné trubice používali výhradne vo vesmírnych technológiách.

V súčasnej dobe je už technológia tepelných trubíc integrovaná v mnohých technických aplikáciách zaoberajúcich sa chladením a ohrevom. Najviac hlavne v oblasti chladenia mikroelektroniky, pri zlepšovaní tepelných vlastností výmenníkov tepla, získavaní energie na vykurovanie a chladenie. Tepelné trubice sa využívajú na prenos tepla

predovšetkým kvôli vysokej účinnosti, možnosti úspory energie a v konečnom dôsledku aj ochrany životného prostredia.

Tepelná trubica je hermeticky uzatvorená rúrka, v ktorej sa nachádza pracovná látka pri definovanom tlaku. Zahrievanie jedného konca trubice a ochladzovanie druhého konca spôsobí, že vo výparnej časti trubice sa začne pracovná látka vo forme kvapaliny odparovať, pary trubicou prejdú do kondenzačnej časti, tu skondenzujú späť na kvapalinu a pôsobením gravitačnej sily (samospádom), alebo iných síl (vzlínaním v poréznom materiáli) sa dopraví späť do výparnej časti, kde sa znova odparí. Tým vznikne prirodzený obeh pracovnej látky spojený s prenosom tepla. Pri prenose tepla so zmenou fázy pracovnej látky parna fáza prenáša latentné teplo látky, a preto je účinnosť prenosu tepla tepelnou trubicou vysoká. Na obr. 17.5 je znázornený princíp tepelnej trubice s transportom kondenzátu pracovnej látky kapilárnymi silami. Na začiatku činnosti tepelnej trubice je prenos tepla vyvolaný v dôsledku rozdielu teplôt medzi výparnou a kondenzačnou časťou. Čím je väčší rozdiel medzi týmito dvoma časťami, tým je väčšia intenzita prenosu tepla. Ak je teplotný spád nízky, prenos tepla je taktiež nízky. Počas činnosti tepelnej trubice sa teploty medzi jej koncami postupne vyrovnávajú. Po dosiahnutí pracovnej teploty tepelná trubica udržiava medzi oboma koncami malý rozdiel teplôt (cca 2a až 5 °C).

Tepelný výkon prenášaný tepelnou trubicou závisí od jej pracovnej teploty. Pracovná teplota tepelnej trubice by mala byť v súlade s rozsahom pracovných teplôt pracovnej látky. Pri vysokých teplotách, keď sa trubica dostane takmer do stavu, kedy je všetka kvapalina vo forme pary, stúpa rozdiel teplôt medzi koncami trubice a prenášaný tepelný výkon sa zníži. Pri veľmi vysokých teplotách, keď je celá pracovná látka vo forme pary, nedochádza ku kondenzácii a efekt prenosu tepla sa zastaví. Naopak pri veľmi nízkych teplotách, keď je celá pracovná látka vo forme kvapaliny, nedochádza k odparovaniu a efekt prenosu tepla sa taktiež zastaví (Nemec, 2015).



Obr. 17.5 Tepelná trubica s transportom kondenzátu kapilárnymi silami
(Reay, 2006)

LITERATÚRA

Knihy / Monografie:

BALÁŠ, M. 2009. *Kotle a výměníky tepla*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s. r. o. Brno, 2009. 109 s. ISBN 978-80-214-3955-9.

BALÁŠ, M. 2013. *Kotle a výměníky tepla*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s. r. o. Brno, 2013. 119 s. ISBN 978-80-214-4770-7.

CENGEL, Y.A. 2003. *Heat Transfer: A practical approach*. 2nd ed. McGraw-Hill, 2003. ISBN 0072458933.

CENGEL, Y.A. 2008. *Heat transfer*. 3/5. Second edition. New York: McGraw-Hill, 2008.

CENGEL, Y.A. – GHAJAR, A. 2015. *Heat and mass transfer: fundamentals & applications*. 5. vyd. New York: McGraw-Hill, 2015. 968 s. ISBN 978-0-07-33981-1.

CIKHART, J. 1970. *Výměníky tepla v tepelných sítích*. Praha: SNTL, 1970. 415 s.

ČERNECKÝ, J. – KONIAR, J. – BRODNIANSKÁ, Z. 2012. *Možnosti optimalizácie tvaru teplovýmenných plôch výmenníkov tepla s využitím experimentálnych metód a fyzikálneho modelovania*. Zvolen, 2012. ISBN 978-80-228-2325-8.

DLOUHÝ, T. 1999. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Praha: Edičné nakladatelství ČUTV, 1999. ISBN 80-01-02035-5.

DLOUHÝ, T. 2007. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Praha: Edičné nakladatelství ČUTV, 2007. ISBN 978-80-01-03757-7.

DRÁBEK, D. – KLEPÁČ, J. 1998. *Procesné strojnictvo II*. Bratislava: STU, Bratislava, 1998.

DRÁBEK, D. – KLEPÁČ, J. 2000. *Procesné strojnictvo II: Učebnica pre bakalárske štúdium: Technika ochrany životného prostredia*. Bratislava: STU v Bratislave, 2000. 119 s. ISBN 80-227-1340-6.

DVOŘÁK, Z. 1983. *Výměníky tepla pro hydraulické a pneumatické stroje*. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1983. 119 s.

FERSTL, K. 1995. *Vybrané state z prúdenia a prenosu tepla*. Bratislava: STU, 1995.

FERSTL, K. – HORNÍK, Š. 1987. *Prenos tepla a hmoty. Zbierka príkladov I*. ES SVŠT, 1987.

FERSTL, K. – MASARYK, M. 2011. *Prenos tepla*. Bratislava: Slovenská technická univerzita, Strojnícka fakulta, 2011. 424 s. ISBN 978-80-227-3534-6.

HAVELSKÝ, V. – FÜRI, B. 2006. *Chladiaca technika. Základy techniky chladenia a tepelných čerpadiel*. Bratislava: Slovenská technická univerzita v Bratislave, 2006. 168 s. ISBN 80-227-2349-5.

- HESSELGREAVES, J.E. 2001. *Heat exchangers. Selection, design and operation*. Heriot-Watt University. Edinburg – UK: Pergamon, 2001. 398 s. ISBN 0-08-042839-8.
- HOLOUBEK, D. 2002. *Spaľovacie zariadenia, výmenníky tepla kotly*. Košice: Technická univerzita v Košiciach, 2002. 215 s. ISBN 80-7099-832-6.
- INCROPERA, F.P. et al. 2007. *Fundamentals of heat and mass transfer – sixth edition*. U.S.A., 2007. 997 s. ISBN-13: 978-0471457282, ISBN-10: 0471457280.
- JELEMENSKÝ, K. – ŠESTÁK, J. – ŽITNÝ, R. 2000. *Tepelné pochody*. Bratislava: Vydavateľstvo STU, 2000. 243 s. ISBN 80-227-1416-X.
- JELEMENSKÝ, K. – ŠESTÁK, J. – ŽITNÝ, R. 2004. *Tepelné pochody*. Bratislava: Vydavateľstvo STU, 2004. ISBN 80-227-2109-3.
- JÍCHA, M. 1982. *Přenos tepla a látky*. 1. vyd. Brno: Edič. střed. Vys. uč. techn., 1982.
- KABÁT, E. – HORÁK, M. 2000. *Prenos tepla*. Bratislava: Slovenská technická univerzita, Strojnícka fakulta, 2000. ISBN 80-227-1409-7.
- KABÁT, E. – HORNÍK, Š. 1993. *Prenos tepla a látky*. Bratislava: Slovenská technická univerzita, Strojnícka fakulta, 1993. ISBN 80-227-0558-6.
- KABÁT, V. – SIDÓ, P. 1988. *Spaľovacie zariadenia a výmenníky tepla*. Bratislava: Edičné stredisko SVŠT v Bratislave, 1988. 241 s.
- KADRNOŽKA, J. 1984. *Tepelné elektrárny a teplárny*. Praha: SNTL, 1984. 607 s.
- KADRNOŽKA, J. – OCHRANA, L. 2001. *Teplárenství*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s. r. o., 2001. ISBN 80-7204-222-X.
- KAKAÇ, S. – LIU, H. 2002. *Heat exchangers selection, rating and thermal design – second edition*. U.S.A.: CRC Press, 2002. ISBN-13: 978-0849309021, ISBN-10: 0849309026.
- KAKAÇ, S. – LIU, H. – PRAMUANJAROENKIJ, A. 2012. *Heat exchangers, selection, rating and thermal design – third edition*. CRC Press, 2012. ISBN 978-1-4398-4990-3.
- KALČÍK, J. – SÝKORA, K. 1973. *Technická termomechanika*. Praha: ACADEMIA, 1973. 536 s.
- KAPJOR, A. – KADUCHOVÁ, K. – LENHARD, R. – SMATANOVÁ, H. 2017. *Prenos tepla z orientovaných teplovýmenných plôch pri prirodzenej konvekcii*. Žilina: Žilinská univerzita v Žiline, 2017. 326 s. ISBN 978-80-554-1304-4.
- KLIMENT, V. 1989. *Naftový motor preplňovaný turbo – dmychdlem*. Praha: STNL, 1989.
- KOLEKTÍV AUTOROV, 1990. *Perspektivní výměníky tepla*. Praha: Státní výzkumný ústav pro stavbu strojů. 79 s.
- KRBEK, J. – MERTA, S. – POLESNÝ, B. 1990. *Výměníky tepla v průmyslové energetice*. 1990.

- KREMER, R. – KLIKA, R. – OBROUČKA, K. 1970. *Tepelná technika*. Praha: SNTL, 1970. 04-401-70.
- KUPPAN, T. 2000. *Heat exchanger design handbook*. CRC Press, 1 edition, 2000. ISBN-10: 0824797876, ISBN-13: 978-0824797874.
- KUPPAN, T. 2013. *Heat exchanger design handbook*. CRC Press, 2 edition, 2013. ISBN-10: 1439842124, ISBN-13: 978-1439842126.
- LIENHARD IV, J.H. – LIENHARD V, J.H. 2008. *A heat transfer textbook*. 3rd edition. Phlogiston Press, 2008. ISBN 10: 0971383537, ISBN 13: 9780971383531.
- NEMEC, P. – MALCHO, M. – LENHARD, R. 2015. *Využitie tepelných trubíc pri chladení a ohreve v technike*. Žilina: Žilinská univerzita, 2015. 206 s. ISBN 978-80-554-1075-3.
- NOSKIEVIČ, J. a kol. 1987. *Mechanika tekutín*. Praha: STNL Alfa, 1987.
- NOŽIČKA, J. 1997. *Sdílení tepla*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. 198 s.
- NOŽIČKA, J. a kol. 2008. *Základy termomechaniky*. Praha: ČVUT, 2008. 187 s. ISBN 80 01040224.
- OCHRANA, L. 1993. *Spalovací zařízení a výměníky tepla*. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1993. 155 s. ISBN 80-214-0529-5.
- OCHRANA, L. 2004. *Kotle a výměníky tepla*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s. r. o. Brno, 2004. 85 s. ISBN 80-214-2847-3.
- OOSTHUIZEN, P.H. – TAYLOR, D. 1999. *An introduction to convective heat transfer analysis*. International editions, 1999. ISBN 0-07-048201-2.
- OPÁTH, R. – KAŽIMÍROVÁ, V. 2013. *Procesná technika*. Nitra: Slovenská poľnohospodárska univerzita, 2013. 151 s. ISBN 978-80-552-1104-6.
- PAVELEK, M. a kol. 2003. *Termomechanika*. Brno, 2006. 283 s. ISBN 80-214-2409-5.
- PILARŠ, A. a kol. 1964. *Chemické inženýrství 2 – Operace výměny tepla*. Praha: STNL, 1964.
- RAŽNJEVIČ, K. 1984. *Termodynamické tabuľky*. Bratislava: Alfa, 1984.
- REAY, D. – KEW, P. 2006. *Heat pipes Theory, Design and Applications*. Fifth edition Oxford: Elsevier, 2006. 380 s.
- SAZIMA, M. a kol. 1993. *Sdílení tepla*. Praha: STNL – Nakladatelství technické literatury, 1993. 720 s. ISBN 80-03-00675-9.
- SHAH, R.K. – SEKULIC, D.P. 2003. *Fundamentals of heat exchanger design*. Lexington, Kentucky: John Wiley & Sons Inc., 2003. ISBN: 9780471321712, ISBN-10: 0471321710.
- SKOČILASOVÁ, B. – SKOČILAS. 2018. *Výměníky tepla*. Ústí nad Labem: Edice vědecké a odborné literatury, 2018. ISBN 978-80-7561-141-3.

STEHLÍK, P. – KOHOUTEK, J. – NĚMČANSKÝ, J. 1991. *Tepelné pochody – Výpočet výměníku tepla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1991. ISBN 80-214- 0363-2.

TARABA, B. – BEHÚLOVÁ, M. – KRAVÁRIKOVÁ, H. 2007. *Mechanika tekutín termomechanika, Zbierka príkladov*. Trnava: AlumniPress, 2007. ISBN 978-80-8096-021-6.

VARGA, A. – JABLONSKÝ, G. – LUKÁČ, L. – KIZEK, J. 2010. *Tepelná technika pre hutníkov*. Košice: TU v Košiciach, HF, 2013. ISBN-978-80-553-1590-4.

VDI – *Heat atlas – second edition*. Springer, 2010. ISBN 978-3-540-79999-3.

ZOHURI, B. 2017. *Compact heat exchanger: Selection, application, design and evaluation*. Springer. ISBN-13: 978-3319298344, ISBN-10: 3319298348.

Iné príspevky:

AFRICATUFF. 2019. Dostupné na: <https://africatuff.co.za/heat-exchanger-cleaning/>.

ALFALAVAL. 2014. *Prenos Tepla*. Dostupné na: <http://local.alfalaval.com/>.

ALFALAVAL. 2019. Dostupné na: <https://www.alfalaval.com/microsites/gphe/services/gphe-service-equipment/>.

ALFA LAVAL LANCE UN ÉCHANGEUR THERMIQUE HYBRIDE. 2018. Dostupné na: <http://www.processalimentaire.com/Procedes/Alfa-Laval-lance-un-echangeur-thermique-hybride-19648/>.

ALLIANCE FLUID HANDLING. 2017. *APV / SPX Heat exchanger spares*. Dostupné na: <https://www.alliancefluidhandling.com/spare-parts/heat-exchange-spares/apv-spx-heat-exchanger-spares/>.

APK THERMAL. 2018. *Standard shell & tube*. Dostupné na: <http://apkthermal.com/standard-xchange/standard-shell-and-tube/>.

ASHRAF, A. 2014. *Heat exchangers*. Dostupné na: <https://www.slideshare.net/acpammar/heat-exchangers-35430932/>.

BHAVSAR, J.J. – MATAWALA, V.K. – DIXIT, S. 2013. *Design and experimental analysis of spiral tube heat exchanger*. In International journal of mechanical and production engineering, 2013, volume 1, issue 1, ISSN: 2320-2092.

CANDD. 2019. Dostupné na: http://www.candd.cz/index.php?sanitace=oblasti_pouziti.html&sanitac2=cistenivy/.

ČARNOGURSKÁ, M. 2012. *Výmenník tepla z polypropylénových vlákien*. Dostupné na: <http://www.tzbportal.sk/sprava-budov/vymennik-tepla-z-polypropylenovych-vlakien.html/>.

DLOUHÝ, T. 2017. *Výměníky tepla a kotle*. Dostupné na: <http://docplayer.cz/10553873-A-kotle-v-energetice-funkce-rozdeleni-typy-doc-ing-tomas-dlouhy-csc.html/>.

- DOSTRADING. 2019. Dostupné na: <https://www.dostrading.eu/cvmcqm.html/>.
- ENGINEERING TOOLBOX. 2003. *Moody Diagram*. Dostupné na: https://www.engineeringtoolbox.com/moody-diagram-d_618.html/
- GRABCAD. 2018. Dostupné na: <https://grabcad.com/library/double-pipe-heat-exchanger-1/>.
- HDPROCESS. 2018. Dostupné na: <http://www.hdprocess.co.nz/products/category/heat-exchangers.html/>.
- HEAT EXCHANGER DESIGN AND OPERATIONS. 2018. Dostupné na: <https://www.aitch.org/academy/courses/ch294/october-2017/>.
- HEAT TRANSFER INTERNATIONAL. 2018. Dostupné na: <https://www.linkedin.com/>.
- HIWELLCN. 2019. Dostupné na: <http://www.hiwellcn.com/>.
- HOFFMAN, P. 2013. *Výmenníky tepla*. Dostupné na: http://users.fs.cvut.cz/pavel.hoffman/PREDMETY/ZSV_Z/Foto/Vymeniky%20tepla/?C=M;O=A/.
- INDIAMART. 2017. *Spiral plate heat exchanger*. Dostupné na: <https://www.indiamart.com/proddetail/spiral-plate-heat-exchanger-14124404391.html/>.
- JIEMA. 2018. *Heat exchanger*. Dostupné na: <http://www.jmhex.com/heat-exchanger/shell-and-tube-heat-exchanger/industrial-stainless-steel-floating-shell-and.html/>.
- JELEMENSKÝ, K. 2011. *Výmenníky tepla – principy, výhody a nevýhody*. In iDB Journal, 2011, ročník 2, číslo 1, str. 34 – 36, ISSN 1338-3337.
- KELVION. 2019. Dostupné na: <https://www.kelvion.com/>.
- LENHARD, R. 2009. *Možnosti zvyšovania výkonov pasívnych chladiacich konvektorov*. Doktorandská dizertačná práca, Žilina, 2009.
- LJUNGSTRÖM. 2018. *Air preheaters*. Dostupné na: <http://ljungstromglobal.com/products/air-pre-heaters/>.
- MAGNUS. 2019. Dostupné na: <http://www.magnus.ca/traitements-des-eaux/eaux-cvac/tours-de-refroidissement-condenseurs-evaporatifs/>.
- MALCHO, M. 2014. *Prenos tepla a hmoty: výber z prednášok*.
- PROCESNÉ STROJNÍCTVO. Dostupné na: <http://kchsz.sjf.stuba.sk/>.
- REGENERATIVE AIR PRE-HEATER. 2018. Dostupné na: <http://www.lnthowden.com/product-service/s/regenerative-air-pre-heater/>.
- RHEOHEAT. 2017. *Principles of a scraped surface heat exchanger*. Dostupné na: http://www.rheoheat.se/b17_heat.html/.
- SAVASADIYA, CH. 2015. *Heat exchangers*. Dostupné na: <https://www.slideshare.net/savasadiya55/heat-exchangers-52902228/>.

SBS. 2019. *Shell and tube heat exchanger*. Dostupné na: <http://www.sbs.co.id/index.php/products/shell-and-tube-heat-exchanger/>.

SRIVASTAV, A. 2015. *Floating head heat exchanger – Maintenance*. Dostupné na: <https://www.slideshare.net/mailabhisoon21/floating-head-heat-exchanger-maintenance/>.

TAHA GHALEB TOOS CO. (T.G.T.). 2018. *Introducing plate heat exchanger*. Dostupné na: <http://www.tgt-phe.com/en/intro-phe/>.

TECHNIKA PRE TEPELNÉ PROCESY. 2015. Dostupné na: <https://ingslov.files.wordpress.com/2015/04/04-1-vc3bdmennc3adky.pdf/>.

TEMA. 2019. Dostupné na: <http://www.tema.org/>.

THERMAL EQUIPMENTS. 2018. *Air fins heat exchanger*. Dostupné na: <http://www.thermalequipments.com/airfinsheat.html/>.

UK-EXCHANGERS. 2018. Dostupné na: <https://www.uk-exchangers.com/heat-exchange-products/tube-in-tube-heat-exchangers/>.

USHER, J.D. 1979. *Evaluating plate heat exchangers*. In *Process Heat Exchange*, Chemical Engineering Magazine. New York: McGraw-Hill, 1979.

VALENTOVÁ, K. – ČERNECKÝ, J. 2011. *Analýza teplotných polí v okolí ohrievaného telesa*. In *Acta facultatis technicae: vedecký časopis Fakulty environmentálnej a výrobnjej techniky*. Zvolen: Technická univerzita vo Zvolene, 2011, ISSN 1336-4472, str. 153 – 164.

VÍT, T. 1998. *Základy přenosu tepla a hmoty I (přenos hybnosti a tepla – výměníky tepla)*. Praha: ČVUT.

VODIČKOVÁ, E. 2009. *Výmenníky tepla*. Dostupné na: <http://mojdom.zoznam.sk/cl/10055/601540/Vymenniky-tepla/>.

VRCOOLERAR. 2019. Dostupné na: <http://hu.vrcoolerar.com/>.

VÝMENNÍKY TEPLA. 2008. Dostupné na: <http://www.kasr.elf.stuba.sk/predmety/masap/tepelne2.pdf/>.

VÝMENNÍKY TEPLA. 2011. Dostupné na: http://kchsz.sjf.stuba.sk/download/Procesne_strojnictvo/08.%20vymeniky%20tepla/vymenniky%20tepla.pdf/.

ZARIADENIA NA OHREV, CHLADENIA A KONDENZÁCIU. 2018. Dostupné na: <http://nechodimnaprednasky.sk/stiahnut/prednasku/5901/4969984/SaZ2prednášky.doc/>.

ŽITNÝ, R. 2010. *Tepelná zařízení / Výměníky tepla*. Ústav procesní a zpracovatelské techniky, ČVUT FS 2010. Prezentácia.

Internetové odkazy:

<https://www.africatuff.co.za/>

<https://www.aiche.org/>

<https://www.alfalaval.com/>
<http://www.alliancefluidhandling.com/>
<https://www.ansys.com/>
<http://www.apkthermal.com/>
<https://www.asb.sk/>
<https://www.atpjournal.sk/>
<https://www.candd.cz/>
<https://www.comsol.com/>
<http://www.decon.sk/>
<https://www.dir.indiamart.com/>
<https://www.dostrading.eu/>
<https://www.elsevier.com/>
<https://www.energie-portal.sk/>
<https://www.engineeringtoolbox.com/>
<https://www.grabcad.com/>
<http://www.hdprocess.co.nz/>
<http://www.hiwellcn.com/>
<http://www.hu.vrcoolerar.com/>
<http://www.idbjournal.sk/>
<https://www.ingslov.files.wordpress.com/>
<https://www.intechopen.com/>
<http://www.jmhex.com/>
<https://www.kelvion.com/>
<http://www.kchsz.sjf.stuba.sk/>
<http://www.kirp.chtf.stuba.sk/>
<https://www.linkedin.com/>
<http://www.ljungstromglobal.com/>
<http://www.lnthowden.com/>
<http://www.magnus.ca/>

<http://www.mojdom.zoznam.sk/>
<http://www.processalimentaire.com/>
<https://www.researchgate.net/>
http://www.rheoheat.se/b17_heat.html/
<http://www.sbs.co.id/>
<https://www.sciencedirect.com/>
<https://www.scopus.com/>
<http://www.slideplayer.com/>
<https://www.slideshare.net/>
<http://www.springer.com/>
<https://www.techsoft-eng.cz/>
<http://www.tema.org/>
<http://www.tgt-phe.com/en/intro-phe/>
<http://www.thermalequipments.com/>
<http://www.thermopedia.com/>
<http://www.tzb.fsv.cvut.cz/>
<http://www.tzb-info.cz/>
<http://www.tzbportal.sk/>
<http://www.tgt-phe.com/en/intro-phe/>
<https://www.uk-exchangers.com/>
<https://www.vutbr.cz/>
<https://www.wcrhx.com/>
<https://www.webofknowledge.com/>

Ing. Richard Lenhard, PhD.

Ing. Katarína Kaduchová, PhD.

Ing. Peter Ďurčanský, PhD.

Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.

VÝMENNÍKY TEPLA

Náklad: 100 výtlačkov, vydanie prvé

169 strán, 82 obrázkov, 17 tabuliek, AH 5,5

Návrh obálky: Ing. Richard Lenhard, PhD.; Ing. Katarína Kaduchová, PhD.

Vydavateľstvo a tlač: EQUILIBRIA, s.r.o.

Nepredajné

ISBN 978-80-8143-261-3

Za obsah skriptum zodpovedajú autori.

Informácie nie sú oficiálnym stanoviskom Európskej únie ani ďalších donorov.

Skriptum a jej časti môžu byť reprodukované len so súhlasom autorov.