

Tab. 29 Termofyzikální vlastnosti vody ve stavu sytosti a syté vodní páry (podle [10])

t °C	p kPa	tepelná vodivost		p absolutní tlak	p kinematická viskozita	v ... kinematická viskozita	p ... hustota	η ... dynamická viskozita	c _p ... měrná tepelná kapacita při konst. tlaku	Pr ... Prandlovo číslo	Δh _v kJ/kg		
		λ ... tepelná vodivost	Δh _v ... výparné teplo páry										
0	0,61	999,8	0,0049	4217,0	1864	18,2	1,75	1650,0	1750	8,02	13,0	0,815	2501,0
10	1,23	999,7	0,0094	4193,0	1868	18,8	1,30	896,0	1300	8,42	9,29	0,831	2477,4
20	2,34	998,3	0,0173	4182,0	1874	19,4	1,00	510,0	1000	8,82	6,94	0,847	2453,9
30	4,24	995,7	0,0304	4179,0	1883	20,0	0,80	304,0	797	9,22	5,39	0,863	2430,3
40	7,37	992,3	0,0512	4179,0	1894	20,6	0,656	188,0	651	9,62	4,30	0,883	2406,5
50	12,33	988,0	0,0830	4181,0	1907	21,2	0,551	121,0	544	10,02	3,54	0,896	2382,6
60	19,92	983,2	0,1302	4185,0	1924	21,9	0,471	80,0	463	10,42	2,96	0,913	2358,4
70	31,16	977,7	0,1981	4190,0	1944	22,5	0,409	54,6	400	10,82	2,53	0,930	2333,8
80	47,36	971,6	0,2932	4197,0	1969	23,2	0,361	38,3	351	11,22	2,20	0,947	2308,8
90	70,11	965,2	0,4233	4205,0	1999	24,0	0,322	27,5	311	11,62	1,94	0,966	2283,4
100	101,32	958,1	0,5974	4216,0	2034	24,8	0,291	20,1	279	12,02	1,73	0,984	2257,3
110	143,26	950,7	0,8260	4229,0	2075	25,6	0,265	15,0	252	12,42	1,56	1,00	2230,5
120	198,54	942,9	1,121	4245,0	2124	26,5	0,244	11,4	230	12,80	1,42	1,02	2202,9
130	270,12	934,6	1,496	4263,0	2180	27,5	0,226	8,80	211	13,17	1,31	1,04	2174,4
140	361,36	925,8	1,966	4285,0	2245	28,5	0,211	6,89	195	13,54	1,21	1,06	2144,9
150	475,97	916,8	2,547	4310,0	2320	29,6	0,197	5,46	181	13,9	1,14	1,08	2114,2

Metodika výpočtu konvekčních výměníků tepla

Ing. Zdeněk LERL, Ing. Bohumil POKORNÝ, CSc.
Technická zařízení budov, spol. s r. o. Praha

OBSAH

1. Úvod
2. Základní vztahy
 - 2.1 Sřední teplotní rozdíl mezi teplotnosným a ohřivaným mediem
 - 2.2 Výpočet součinitele prostupu tepla
3. Kriteriaální vztahy pro výpočet přestupu tepla
 - 3.1 Přestup tepla při přirozené konvekci
 - 3.2 Přestup tepla při vynucené konvekci
4. Přestup tepla při kondenzaci vodní páry
 - 4.1 Kondenzace syté vodní páry
 - 4.2 Kondenzace přehřáté páry
5. Tlakové ztráty ve výměnících
 - 5.1 Ztráty třecí
 - 5.2 Místní ztráty
6. Literatura
7. Příklady výpočtů
8. Tabulky 1 až 29

Některé části textu a tabulky byly převzaty se souhlasem generálního ředitele SVUŠS pana ing. Petra Sulice z výzkumné zprávy č. 85-05011.

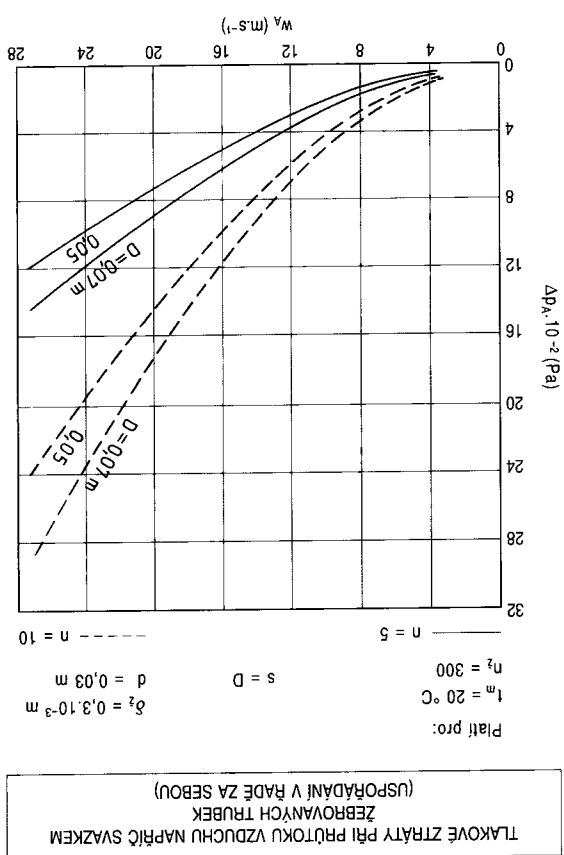
Příloha časopisu Vytápění, větrání instalace č. 2/1997
© Společnost pro techniku prostředí

Tab. 28 Termofyzikální vlastnosti suchého vzduchu při tlaku 100 kPa (podle [10])

t °C	ρ kg/m ³	c_p J/kg.K	λ 10 ⁻³ W/m.K	ν 10 ⁻⁶ m ² /s	a 10 ⁻⁶ m ² /s	Pr
-20	1,3765	1006	23,01	11,73	16,6	0,71
0	1,2757	1006	24,54	13,41	19,1	0,71
20	1,1881	1007	26,03	15,13	21,8	0,70
40	1,1120	1008	27,49	16,92	24,5	0,69
60	1,0452	1009	28,94	18,88	27,4	0,69
80	0,9859	1010	30,38	21,02	30,5	0,69
100	0,9329	1012	31,81	23,15	33,7	0,69
120	0,8854	1014	33,23	25,33	37,0	0,68
140	0,8425	1017	34,66	27,53	40,5	0,68
160	0,8036	1020	36,07	29,88	44,0	0,68
180	0,7681	1023	37,49	32,43	47,7	0,68
200	0,7356	1026	38,91	34,94	51,6	0,68
250	0,6653	1035	42,43	41,18	61,6	0,67
300	0,6072	1046	45,91	48,09	72,3	0,67

t – teplota
 λ – tepelná vodivost
 ρ – hustota
 ν – kinematická viskozita
 c_p – měrná tepelná kapacita
 a – teplotní vodivost při konst. tlaku
Pr – Prandtlůvo číslo

Tab. 27



1. ÚVOD

Cílem této práce je shrnout podklady pro výpočet sdílení tepla a hydraulických ztrát konvekčních výměníků převážně trubkového a deskového typu a podle sestavených grafů usnadnit rychlou orientaci v tomto oboru.

2. ZÁKLADNÍ VZTAHY

Pro výpočet přenosu tepla ve výměnících platí základní vztah

$$Q = k S \Theta, \tag{1}$$

- kde Q – je tepelný výkon výměníku (W),
- k – součinitel prostupu tepla ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$),
- S – přestupní plocha výměníku (m^2),
- Θ – střední teplotní rozdíl mezi teplotnosným a ohřevným mediem (K).

Tepelná bilance výměníku ve kterém nedochází ke změně fázi pracovních medií (při neuvažování tepelných ztrát do okolí) zní

$$Q = \dot{M}_1 c_{p1} \Delta t_1 = \dot{M}_2 c_{p2} \Delta t_2 \tag{3}$$

- kde \dot{M} – hmotnostní toky pracovních medií ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)
- c_p – měrnou tepelnou kapacitu ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$),
- Δt – ochlazení resp. ohřátí media (K).

Termická účinnost výměníku je obvykle definována vztahem

$$\eta = \frac{t'_1 - t'_2}{t_1 - t_2}$$

výjadřujícím poměr ohřátí (nebo ochlazení) jedné z látek protékajících výměníkem a rozdílu vstupních teplot obou medií (viz obr. 1).

2.1 Střední teplotní rozdíl

Střední teplotní rozdíl se stanoví ze zadanych nebo z tepelné bilance dopočtených vstupních a výstupních teplot obou pracovních medií. V případě souproutdového nebo protiproutdového uspořádání průtoku pracovních medií výměníkem platí

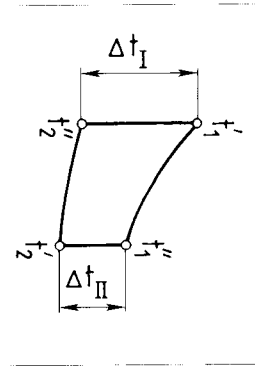
$$\Theta = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_{II}}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_{II}}} \tag{3}$$

a v rozsahu $1 \leq \Delta t_1 / \Delta t_{II} < 2,4$ je pak možno použít též vztah (s relativní chybou pod 0,3 %)

VZTAHY PRO VÝPOČET TLAKOVÝCH ZTRÁT		
4c.	<p>Průtok napříč svazkem zebrovaných trubek</p> <p>Uspořádání v řadě za sebou - hladká paralelní a šroubovitě vlnutá žebra</p> $\Delta p = \zeta_n \frac{\rho W^2}{2}$ $\zeta = 0,72 \text{Re}^{0,245} \left(\frac{s-d}{s} \right)^{0,9} + 2 \left(\frac{d}{s} \right)^{-0,9} \left(\frac{d}{s} \right)^{0,9}$ <p>pro $\text{Re} = 1000 \frac{d}{d_e}$ až $170\,000$, kde $\zeta = \zeta_n$ při $\text{Re} = 1000 \frac{d}{d_e}$</p> <p>- definice veličin viz tab. 18, platí pro $n \geq 1$.</p>	<p>4d.</p> <p>Uspořádání v řadě za sebou - vlnitě šroubovitě vlnutá žebra</p> $\zeta = 0,529 \text{Re}^{0,112} \left(\frac{s-d}{s} \right)^n + 2 \left(\frac{d}{s} \right)^{-0,9} \left(\frac{d}{s} \right)^{0,9} \left(\frac{d}{D} \right)^{1,2}$ <p>pro $\text{Re} = 10^4$ až $1,7 \cdot 10^5$, - definice veličin viz tab. 18, platí pro $n \geq 1$.</p>
5.	<p>Místní ztráty</p> $\Delta p = \zeta \frac{\rho W^2}{2}$ <p>kde je ζ - součinitel místního odporu, ρ - hustota media při dané teplotě, W - průtoková rychlost media.</p>	

$$\Theta = \frac{1}{2} (\Delta t_I + \Delta t_{II}) \quad (4)$$

Jestliže je průtokové uspořádání výměníku jiné, např. křížový proud různých druhů, víceetahové průtoky apod., je stanovení Θ bez počítače značně náročné a proto se zpravidla určuje z grafů nebo tabulek, které zahrnují prakticky všechny v praxi se vyskytující případy a jsou běžně uváděny v literatuře (např. [10]).



Obr. 1

2.2 Součinitele prostupu tepla

Hodnota součinitele prostupu tepla stěnou výměníku je dána vztahy:

– pro rovinnou stěnu (obr. 2)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (5)$$

v případě, že se stěna skládá z několika vrstev, pak se v rovnici (5) dosazuje na místo δ/λ suma $\sum \delta/\lambda$.
– pro kruhovou trubku (obr. 3)

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{S_1 + 1}{S_1} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{S_1}{S_2}} \quad (6)$$

hodnota k_1 je vztahena na vnější plochu trubky S_1 a střední plocha S_m je dána vztahem

$$S_m = \frac{S_1 - S_2}{\ln \frac{S_1}{S_2}} \quad (7)$$

kde δ – tloušťka stěny přestupní plochy (m),

λ – její tepelná vodivost ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$),

α – hodnoty součinitelů přestupu tepla mezi médiem a stěnou výměníku ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$).

Tab. 26

TLAKOVÉ ZTRÁTY PŘI PRŮTOKU VZDUCHU NAPŘÍČ SVAZKEM ŽEBROVANÝCH TRUBEK (VYSTŘÍDANÉ USPOŘÁDÁNÍ)

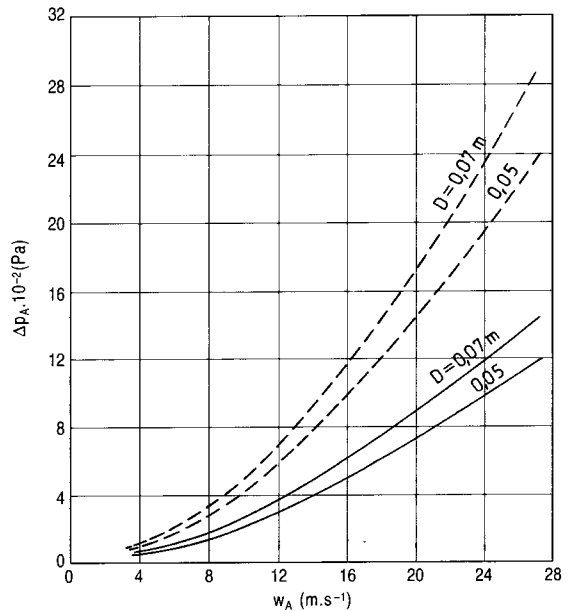
Platí pro:

$t_m = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
 $n_2 = 300$

$\delta_2 = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
 $d = 0,03 \text{ m}$

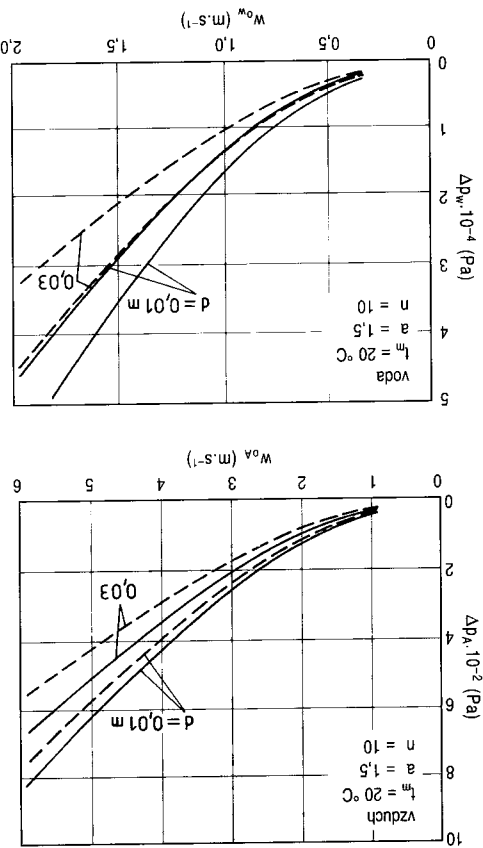
— $n = 5$

- - - $n = 10$



VZTAHY PRO VÝPOČET TLAKOVÝCH ZTRÁT

4.	<p>Průtok napříč svazkem žebrovaných trubek</p> $\Delta p = \xi n \frac{\rho w^2}{2}$ <p>kde ξ – je funkcí uspořádání žebrovky, n – počet řad trubek ve směru proudu, w – rychlost média v nejužším průřezu v příčné řadě žebrovky</p> <p>– látkové vlastnosti média jsou vztaheny na střední teplotu proudu (t_m).</p>
4a.	<p>Vystřídané uspořádání - hladká paralelní a šroubovitě vlnitá žebra [8]</p> $\xi = 1,463 Re_e^{-0,245} \left(\frac{s-d}{u} + 1 \right)^{0,7} \left(\frac{s-d}{d} \right)^{-0,9} \left(\frac{d_e}{d} \right)^{0,9}$ <p>pro $Re_e = 1000 \frac{d_e}{d_h}$ až $170\,000$,</p> $\xi = \left(\frac{Re_e}{1000 \frac{d_e}{d_h}} \right)^{-0,7}$ <p>pro $Re_e < 1000 \frac{d_e}{d_h}$,</p> <p>kde $\xi = \bar{\xi}$ při $Re_e = 1500 \frac{d_e}{d_h}$,</p> $\xi = 0,0765 \left(\frac{s-d}{u} + 1 \right)^{0,7} \left(\frac{s-d}{d} \right)^{-0,9} \left(\frac{d_e}{d} \right)^{0,9}$ <p>pro $Re_e > 170\,000$.</p> <p>Definice veličin Re_e, s, d, d_e, d_h, u viz tab. 18; vztahy platí pro $n \geq 2$.</p>
4b.	<p>Vystřídané uspořádání - zvlíněná šroubovitě vlnitá žebra</p> $\xi = 1,075 Re_e^{-0,112} \left(\frac{s-d}{u} \right)^{0,7} \left(\frac{s-d}{d} \right)^{-0,9} \left(\frac{d_e}{d} \right)^{0,9} \left(\frac{D}{s_1} \right)^{1,2}$ <p>pro $Re_e = 10^4$ až $1,7 \cdot 10^5$</p> <p>Definice veličin viz rovněž tab. 18; vztah platí pro $n \geq 2$.</p>



Tab. 25



Obr. 3

Obr. 2

- v případě žebrovaných přestupných ploch se obvykle vychází ze zjednodušeného vztahu k_1 , vztaženého na plochu S_1

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \eta_{s1}} + \frac{S_1}{S_2} \left(\frac{1}{\alpha_2 \eta_{s2}} + \frac{\delta}{S_0} + \frac{\delta}{\lambda} \right)} \quad (8)$$

kde η_{s1} , η_{s2} účinnosti přestupní ploch 1 resp. 2 (v případě jednostranného žebrovaní pak η_s hladké plochy = 1),

S_1 , S_2 - celková přestupní plocha na straně média 1 a 2.
 S_0 - přestupní plocha bez uvažování žeber.

Účinnost přestupní plochy je pak dána vztahem

$$\eta_{s2} = 1 - \frac{S_z}{S_2} (1 - \eta_z), \quad (9)$$

kde pro přímá homogenní žebra o konstantní tloušťce (bez uvažování přechodového odporu) platí

$$\eta_z = \frac{\text{tgh}(\beta h)}{\beta h}, \quad (10)$$

h - výška žebra a

$$\beta = \left(\frac{2\alpha_z}{\lambda_z \delta_z} \right)^{1/2} \quad (11)$$

VZTAHY PRO VÝPOČET TLAKOVÝCH ZTRÁT

Přítok napříč svazkem hadičkových trubek

- vstřídaně uspořádaní do rovnostranných trojúhelníků:

$$\Delta p = 0,71 \left(\frac{a-1}{a} \right)^{0,33} \text{Re}^{0,15} \rho w^2 n \quad \text{pro } \text{Re} = 6 \cdot 10^2 \text{ až } 7 \cdot 10^3$$

$$\Delta p = 2,6 \left(\frac{a-1}{a} \right)^{0,25} \text{Re}^{0,29} \rho w^2 n \quad \text{pro } \text{Re} = 7 \cdot 10^3 \text{ až } 2 \cdot 10^5$$

$$\text{kde } \text{Re} = \frac{w d_h}{\nu}; \quad d_h = \frac{a}{4}$$

- w - rychlost průtoku v nejužším průřezu mezi trubkami;
- A, O - nejužší průřez mezi trubkami a odpovídající omyvaný obvod trubek v tomto průřezu,
- n - počet řad trubek ve směru proudu,

$$a = \frac{d}{s_1} \quad (\text{viz tab. 24})$$

- Látkové vlastnosti média jsou vztaženy na střední teplotu proudu:

$$t_m = \frac{t' + t''}{2}$$

K výpočtu účinnosti kruhových žebër o poloměru R a obdélníkových žebër o délce hran v_1 a v_2 lze použít přibližného vztahu

$$\eta_2 = \frac{\tanh(\beta r_1 \psi)}{\beta r_1 \psi}, \quad (12)$$

kde r_1 je poloměr trubky a

$$\psi = \left(\frac{R}{r_1} - 1 \right) \left(1 + 0,35 \ln \frac{R}{r_1} \right); \quad (13)$$

pro obdélníkovú žebra pak platí

$$R = 0,64 v_2 \left(\frac{v_1}{v_2} - 0,2 \right)^{1/2}. \quad (14)$$

Blíže je rozvedeno v [10].

3. KTERIÁLNÍ VZTAHY

pro výpočet přestupu tepla konvekcí v jednořádkovém prostředí.

Z teorie podobnosti vyplývá, že přenos tepla konvekcí u geometricky podobných těles lze vyjádřit bezrozměrnými vztahy s obecnou platností; obvykle odvozenými z experimentálních výsledků ve tvaru:

$$Nu = f(Gr Pr) \quad \text{-- pro přirozenou konvekcí (proudění je vyvoláno rozdílem teplot)}, \quad (15)$$

$$Nu = f(Re Pr \kappa) \quad \text{-- pro vynucenou konvekcí}, \quad (16)$$

v rovnicích značí

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} \quad \text{Nusseltovo číslo} \quad (17)$$

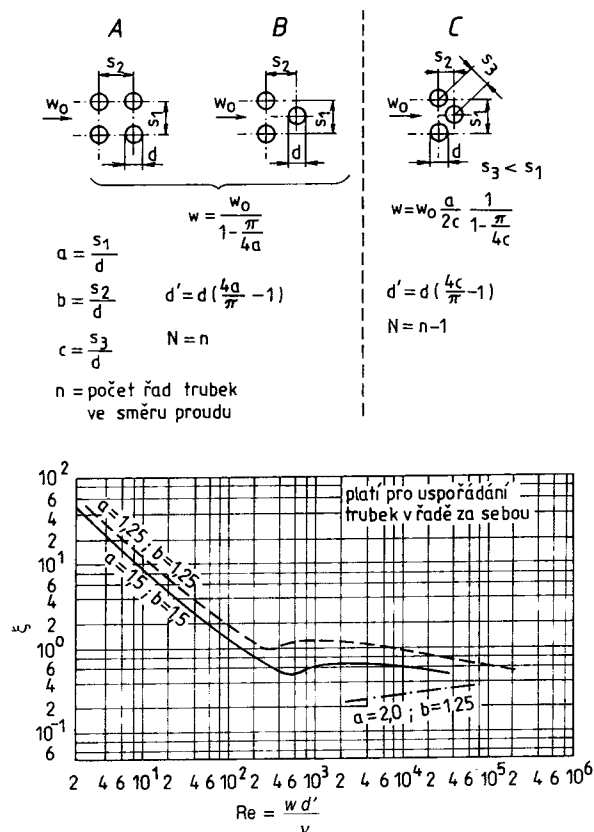
$$Re = \frac{w l}{\nu} \quad \text{Reynoldsovo číslo} \quad (18)$$

$$Gr = \frac{\beta g l^3 \Delta t}{\nu^2} \quad \text{Grashofovo číslo} \quad (19)$$

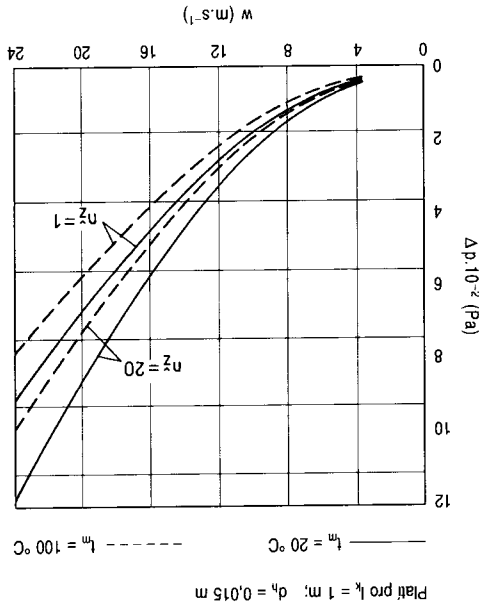
$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad \text{Prandtlovo číslo} \quad (20)$$

Tab. 24

VZTAHY PRO VÝPOČET TLAKOVÝCH ZTRÁT	
3a.	<p>Průtok napříč svazkem hladkých trubek (dle [10])</p> $\Delta p = N \xi \frac{1}{d'} \frac{\rho w^2}{2}$ <p>kde $\xi = f(Re)$; $Re = \frac{w d'}{\nu}$</p> <p>N - počet nejúžších zúžení proudů l - délka zúžení, $l = d$ w - střední rychlost d' - ekvivalentní průměr</p> <p>- Hodnoty ξ pro vystřídané řady trubek v rozsahu $a = 1,25$ až $2,0$ a $b = 1,0$ až $3,0$ lze vyjádřit s přesností asi $\pm 35\%$ vztahem</p> $\xi = 2 \left(\frac{64}{Re} + \frac{2}{Re^{0,18}} \right) \quad \text{pro } Re < 3 \cdot 10^5$ <p>Stejný vztah platí i pro křížové, vzájemně kolmé uspořádání svazku trubek.</p> <p>- Látkové vlastnosti média jsou vztaheny na střední teplotu proudů, tj.</p> $t_m = \frac{t' + t''}{2};$ <p>vliv ohřevu nebo chlazení média lze respektovat vynásobením hodnoty ξ faktorem</p> $\left(\frac{\mu}{\mu_{st}} \right)^m;$ <p>kde dynamická viskozita μ je vztahena na t_m a μ_{st} na t_{st} a hodnota exponentu m je dána vztahem</p> $m = \frac{0,57}{\sqrt[4]{Re \frac{s}{d} - 1}};$ <p>$s = ad$ pro uspořádání (A) a (B) a $s = cd$ pro uspořádání (C).</p>



Tab. 23



- κ faktoru uspořádání přestupní plochy, např. d_f/t_k apod.
- l charakteristickým rozměrem, např. při průtoku kanálem hydraulický průměr apod. (m)
- λ tepelné vodivosti ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)
- w průtokové rychlosti média ($m \cdot s^{-1}$)
- ν kinematické viskozity média ($m^2 \cdot s^{-1}$)
- β součinitele prostorové roztaživosti (K^{-1})
- g gravitačního zrychlení ($m \cdot s^{-2}$)
- Δt rozdíl teplot mezi médiem a plochou (K)
- a teplotní vodivosti ($m^2 \cdot s^{-1}$).

3.1 Přirozená konvence

Vztahy pro výpočet přestupu tepla při přirozené konvekci shrnuté na tabulkách 1 až 7 se týkají těchto případů:

- svislá deska v neomezeném prostoru tab. 1
- vodorovná deska, ohřev shora a ohřev zdola tab. 2
- svislá vrstva (vrstva v mezeří) tab. 3
- vodorovná vrstva, tok tepla směrem nahoru tab. 4
- skloněná vrstva, tok tepla směrem nahoru tab. 5
- skloněná vrstva, tok tepla směrem dolů tab. 6
- vrstva ve vodorovném koncentrickém mezikruží tab. 7

Na každé tabulce je uveden rozsah platnosti daného vztahu, definice použitých označení a grafické znázornění hodnot součinitelů přestupu tepla v závislosti na hlavních parametrech, vyčíslených pro vzduch.

VZTAHY PRO VÝPOČET TLAKOVÝCH ZTRÁT

Průtok vzduchu mezikruhovým kanálem s podélnými a přerušovanými, střídavě vyhybanými žebry

$$\Delta p = \left(0,359 Re^{0,212} \frac{l}{d_h} + 0,045 n_z \right) \frac{\rho w^2}{2}$$

kde $Re = \frac{w d_h}{\nu}$

$d_h = \frac{4A}{l}$

l - délka kanálu

n_z - počet přerušeni žeber ve směru průtoku vzduchu

- definiční teplota: střední teplota proudu média t_m

3.2 Vynucená konvence

Obdobným způsobem jsou zpracovány i vztahy pro přestup tepla při vynucené konvekci. Týkají se těchto případů:

- podélně obtékaná deska tab. 8
- laminární průtok trubkou, kanálem tab. 9
- turbulentní průtok trubkou, kanálem v přechodové oblasti i při turbulentním průtoku tab. 10
- turbulentní průtok trubkou, kanálem (do oblasti vysokých Prandtlových čísel) tab. 11
- průtok trubkou, kanálem (oblast nízkých Prandtlových čísel) tab. 12
- turbulentní průtok trubkovým hadem tab. 13
- průtok vzduchu mezikruhovým kanálem s podélnými a přerušovanými, střídavě vyhybanými žebry tab. 14
- příčné obtékání jednotlivé trubky, válce (jedné trubkové řady) tab. 15
- příčné obtékání svazku trubek s počtem řad více než 10 tab. 16
- příčné obtékání svazku trubek s počtem řad menším než 10 tab. 17
- příčné obtékání svazku žebrovaných trubek, vystřídané uspořádání tab. 18
- příčné obtékání svazku žebrovaných trubek uspořádání v řadách za sebou tab. 19
- průtok deskovými a deskožebrovými výměníky tab. 20

4. PŘESTUP TEPLA PŘI KONDENZACI VODNÍ PÁRY

4.1 Kondenzace syté vodní páry

Následující výpočet součinitelů přestupu tepla při kondenzaci platí pro sytou vodní páru neobsahující žádné příměsi, jako jiné páry, inertní plyny apod., jejichž přítomnost i v malém množství může přestup tepla při kondenzaci vodní páry výrazně ovlivnit.

Při vyšších průtokových rychlostech páry ($5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$), kdy je nutno uvažovat interakční vliv mezi kondenzující párou a vznikajícím filmem kondenzátu, lze příslušné hodnoty součinitelů přestupu tepla při bídnové kondenzaci z páry do stěny výměníku stanovit vztahem:

$$\alpha_p = 0,52 \left(\frac{0,02 \rho' \rho'' w_{\text{ym}}^2 \Delta h_v \lambda^2}{\eta' h \Delta t} \right)^{1/3} \quad (21)$$

- kde ρ', ρ'' – hustota kondenzátu, resp. syté vodní páry ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
 w_{ym} – rychlost páry ve výměníku ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)
 Δh_v – kondenzační teplo ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$)
 λ – tepelná vodivost kondenzátu ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)
 η' – dynamická viskozita kondenzátu ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$)
 h – výška přestupní plochy (m)
 Δt – teplotní rozdíl mezi kondenzátem a stěnou výměníku (K).

Uvedený vztah platí pro kondenzaci na vertikální ploše a vzhledem k tomu, že neobsahuje člen vyjadřující gravitační zrychlení, platí jak pro souproude tak i pro protiproude uspořádání průtoku páry a voda.

4.2 Kondenzace přehřáté páry

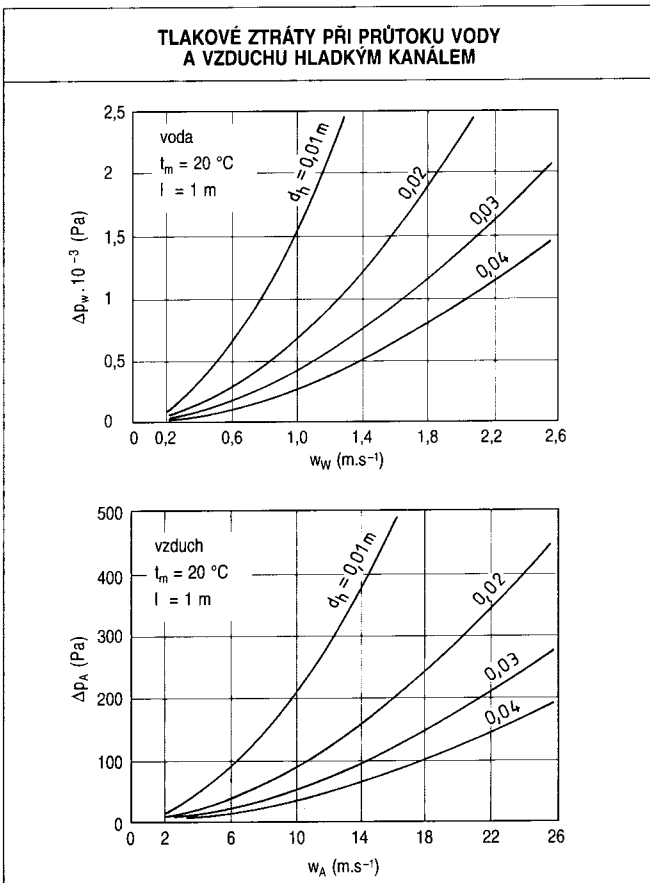
Ke kondenzaci přehřáté vodní páry dochází pouze v případě, když povrchová teplota přestupní plochy je nižší než teplota syté páry za daného tlaku. Jestliže teplota stěny je vyšší, pak ke kondenzaci nedochází a výměna tepla se řídí zákony konvektivního přenosu tepla. V případě kondenzace přehřáté páry je přehřívací teplo přiváděno k první kondenzátu konvekcí, takže mezi ní a jádrem proudů vzniká teplotní profil a na vstřevě pak již dochází ke kondenzaci syté páry.

Tento případ lze však s dostatečnou přesností počítat podle vztahu (21) platícího pro kondenzaci syté páry, jestliže se ke kondenzačnímu teplu přičte entalpie odpovídající přehřátí páry a součinitel přestupu tepla se vztáhne na rozdíl teploty syté páry a teploty stěny.

5. TLAKOVÉ ZTRÁTY

Tlakové ztráty ve výměníku jsou dány součtem třech ztrát, vznikajících při omyvání přestupních ploch, resp. pláště výměníku a ztrát místních, které vyplývají ze změny průtokových průřezů (rozsíření nebo zúžení v připojovacím potrubí a rozváděcích kanálech apod.), změny směru průtoku média (kolena, ohyby, usměrňovací přičky) a příp. i ztrát v uzavíracích orgánech.

Tab. 22



Tab. 21

<p>b) u drsných povrchů, při plně vyvinutém proudění, kdy součinitel třecího odporu ξ není závislý na Re:</p> $\frac{1}{\sqrt{\xi}} = 2 \ln \left(\frac{d}{K} \right) + 1,14$ <p>- Ke střední výšce převyšším (drsností) - Směrné hodnoty absolutní drsnosti některých povrchů:</p>	
Druh povrchu	K (mm)
sklo, mёд, mosaz	0 ÷ 0,0015
ocelové trubky (tážené i švové svarované) - po delším provozu	0,02 ÷ 0,1 0,15 ÷ 0,2
- nově - korodované	0,07 až 0,15 až 0,4
pozinkované, ocelové trubky, pozink. plech	0,07 až 0,15
litinové trubky	0,26 až 1,0 - nově - zanešené
azbestocementové trubky	0,05 ÷ 1,0
<p>2. Průtok trubkovým hadem - vliv zakřivení</p> <p>Laminární proudění $\xi_{zakř} = 0,805 + 0,0448 \left(\frac{d}{R} \right)$</p> <p>Turbulentní proudění $\xi_{zakř} = 1 + 3,74 \frac{d}{R}$</p> <p>kde je ξ - průměr zakřivení, - součinitel třecího odporu nezakřiveného kanálu.</p>	

5.1 Ztráty třecí

Jde v podstatě o tři základní druhy uspořádání přestupních ploch:

- průtok trubkou, kanálem, příp. trubkovým hadem;
- průtok napříč svazkem hladkých trubek;
- průtok napříč svazkem žebrovaných trubek.

Příslušné vztahy pro stanovení třecích ztrát jsou shrnuty na tab. 21 až 29, ke kterým je rovněž připojeno grafické znázornění tlakových ztrát, vyčíslených pro průtok vody a alternativně i vzduchu v rozmezí běžných parametrů, vyskytujících se v praxi.

5.2 Místní ztráty

Vztahy pro jejich výpočet jsou běžně uváděny v literatuře proto je nerozvádíme. Např. hodnoty součinitelů místního odporu ζ lze nalézt v [10] pro:

- náhlé i pozvolné zužení nebo rozšíření kanálu;
- podmínky vstupu media do trubek s různými náběhovými hranami;
- škrťací orgány (clonky, trysky);
- různé tvary T kusů;
- ohyby a kolena;
- různé druhy uzavíracích orgánů apod.

6. Literatura

- [1] DOBIÁŠ, J., HLAVÁČKA, V., STÝBLO, S.: Přestup tepla v deskových a deskožebných výměnících. Zdravotní technika a vzduchotechnika č.4,1984
- [2] HLAVÁČKA, V.: Termická účinnost výměníků tepla. Technická příručka SVÚSS č.10
- [3] JEČMEN, J.: Deskové výměníky. Technický záznam SVÚSS č. 85-05103
- [4] POKORNÝ, B., NOVÁK, M.: Podklady pro výpočet konvekčních výměníků tepla. Výzkumná zpráva SVÚSS č. 85-05011
- [5] POKORNÝ, B.: Experimentální vyšetření přestupu tepla a hydraulických ztrát v mezikruhových kanálech při různém provedení přestupních ploch. Zpráva SVÚSS č. 63-05021
- [6] REJMON, J.: Přestup tepla a tlakové ztráty při proudění media napříč svazkem hladkých trubek. Zpráva SVÚSS č. 79-05007
- [7] SCHNELLER, J., HLAVÁČKA, V.: Výpočet termických účinností výměníků tepla a jejich soustav. Zpráva SVÚSS č. 70-05024
- [8] VAMPOLA, J.: Přestup tepla a tlakové ztráty při proudění plynu svazkem žebrovaných trubek. Technická příručka SVÚSS č. 8
- [9] Kolektiv autorů: Přenos tepla a hmoty I. a II. Technické příručky SVÚSS č. 2 a 3.
- [10] VDI - Wärmeatlas - 3. Auflage, Düsseldorf, 1977. Kriehovna SVÚSS, Běchovice.

VZTAHY PRO VÝPOČET TLAKOVÝCH ZTRÁT

<p>1. Průtok trubkou, kanálem</p> $\Delta p = \xi \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2}$ <p>kde $\xi = f(Re)$; $Re_d = \frac{w d}{\nu}$; $d_h = \frac{d}{4}$; $l =$ délka trubky, kanálu</p> <p>- Látkové vlastnosti ρ, ν a rychlost w jsou vztaženy na střední stav media.</p> <p>f: střední tlak a střední teplotu: $f_m = \frac{f}{1 + f''}$; $f_m = \frac{f}{1 + f''}$</p> <p>- Ide-o velké rozdíly ($p' - p''$), resp. ($t' - t''$), je účelné počítat Δp po částech.</p> <p>Laminární proudění ($Re < 2320$, příp. i přechodová oblast do $Re = 8000$):</p> $\xi = \frac{64}{Re}$ <p>kde $B =$ - pro kruhový průřez (trubku) - $B = 64$, - pro obdélníkový průřez o stranách a a b ...</p> <table border="1"> <tr> <td>B</td> <td>85</td> <td>76</td> <td>57</td> </tr> <tr> <td>$\frac{b}{a}$</td> <td>0,1</td> <td>0,2</td> <td>1,0</td> </tr> </table> <p>Turbulentní proudění ($Re > 2300$)</p> <p>V tomto případě je vliv drsnosti povrchu na hodnotu Δp výrazný:</p> $\frac{1}{\sqrt{\xi}} = -0,8 + 2 \ln \left(Re \sqrt{\xi} \right)$ <p>$Re = 2 \cdot 10^4$ až $2 \cdot 10^6$ $\xi = 0,0054 + \frac{0,3964}{Re^{0,3}}$</p> <p>$Re = 3 \cdot 10^3$ až $1 \cdot 10^5$ $\xi = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$</p>	B	85	76	57	$\frac{b}{a}$	0,1	0,2	1,0	<p>2. Průtok trubkovým hadem - vliv zakřivení</p> <p>Laminární proudění $\xi_{zakř} = 0,805 + 0,0448 \left(\frac{d}{R} \right)$</p> <p>Turbulentní proudění $\xi_{zakř} = 1 + 3,74 \frac{d}{R}$</p> <p>kde je ξ - průměr zakřivení, - součinitel třecího odporu nezakřiveného kanálu.</p>
B	85	76	57						
$\frac{b}{a}$	0,1	0,2	1,0						

7. PŘÍKLADY VÝPOČTŮ

Příklad 1 (přirozená konvekce)

Jaký tepelný tok předává svislá deska o teplotě $t = 60\text{ °C}$, výšce $h = 1\text{ m}$ a šířce $b = 2\text{ m}$ přirozenou konvekci do okolního vzduchu o teplotě $t_0 = 20\text{ °C}$?

- definiční teplota vzduchu podle tab. 1

$$t_m = \frac{t + t_0}{2} = 40\text{ °C};$$

- termofyzikální vlastnosti vzduchu při t_m podle tab. 28

$$\lambda = 27,49 \cdot 10^{-3}\text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$$

$$\nu = 16,92 \cdot 10^{-6}\text{ m}^2\cdot\text{s}^{-1}$$

$$\text{Pr} = 0,69$$

$$\beta = \frac{1}{T_m} = \frac{1}{313} = 3,19 \cdot 10^{-3}\text{ K}^{-1}$$

- součinn (Gr Pr)

$$\text{Gr} = \frac{\beta g h^3 (t - t_0)}{\nu^2} = \frac{3,19 \cdot 10^{-3} \cdot 9,81 \cdot 1^3 (60 - 20)}{16,92^2 \cdot 10^{-12}} = 4,37 \cdot 10^9$$

$$\text{Gr Pr} = 4,37 \cdot 10^9 \cdot 0,69 = 3,02 \cdot 10^9$$

- součinitel přestupu tepla α (podle vztahu b na tab. 1)

$$\alpha = \frac{\lambda}{h} \cdot 0,10 (\text{Gr Pr})^{1/3} = \frac{27,49 \cdot 10^{-3}}{1} \cdot 0,10 (3,02 \cdot 10^9)^{1/3} = 3,97\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$$

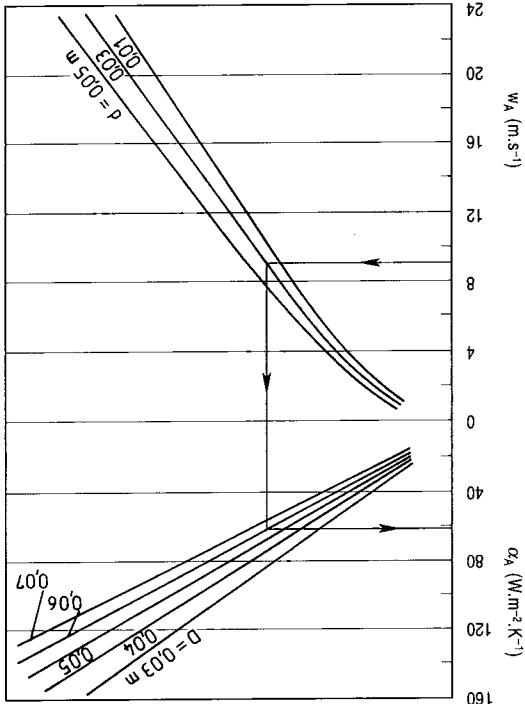
- tok tepla z desky do vzduchu

$$Q = \alpha \cdot S \cdot (t - t_0) = 3,97 \cdot 2 \cdot 40 = 317,6\text{ W.}$$

Tab. 20

Bezdimenzionální vztahy pro výpočet přestupu tepla při vynucené konvekci	
1.	Charakter proudění, tvar protékaného kanálu či obtékaného tělesa: Průtok deskovými a deskožebrovými výměníky
2.	Vztah: a) úzké štěrby : $\text{Nu} = 0,1 \text{ Re}_d^{0,7} \text{ Pr}^{0,4}$ b) přesazovaná rovná žebra : $\text{St Pr}^{2/3} = 0,187 \text{ Re}^{-0,365}$ c) žaluziová žebra : $\text{St Pr}^{2/3} = 0,143 \text{ Re}^{-0,317} \left(\frac{d_h}{l}\right)^{0,317}$ d) zvlněná žebra : $\text{St Pr}^{2/3} = 0,19 \text{ Re}_d^{-0,36}$
3.	Definice pojmů: $\text{Nu} = \frac{\alpha d_h}{\lambda}$; $\text{Re}_d = \frac{w d_h}{\nu}$; $\text{Pr} = \frac{\nu}{a}$; $\text{St} = \frac{\alpha}{w \rho c_p}$; $\text{Re} = \frac{wl}{\nu}$ $d_h = \frac{4A}{S}$ l_c ... délka kanálu o průtočném průřezu A a celkové ploše S l = délka žebra ve směru průtoku; w = průtoková rychlost; - látkové vlastnosti média vztaženy na střední teplotu proudu (t_m).
4.	Rozsah platnosti: a) $\text{Re}_d = 2 \cdot 10^2$ až $3 \cdot 10^4$ c) $\begin{cases} \text{Re} = 3 \cdot 10^3 \text{ až } 4 \cdot 10^4 \\ d_h / l > 0,2 \end{cases}$ b) $\begin{cases} \text{Re} = 3 \cdot 10^2 \text{ až } 3 \cdot 10^4 \\ d_h / l > 0,2 \end{cases}$ d) $\text{Re}_d = 5 \cdot 10^2$ až 10^4
5.	Odkaz na literaturu: [1]
6.	Poznámka:

Tab. 19



• Platí pro:
 $D - d \geq 0,02 \text{ m}$
 $n_2 = (300 \text{ až } 400)$
 $n_1 = (20 \text{ až } 100) \text{ } ^\circ\text{C}; s = D$
 $\delta_2 = (0,2 \text{ až } 0,5) \text{ mm}$

Příklad 2 (vynucená konvekce)

Jaká je hodnota součinitele přestupu tepla na straně vody protékající trubkou (s technicky hladkým povrchem) o průměru $d = 50 \text{ mm}$ a délce $l = 2 \text{ m}$ rychlostí $w = 2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ při střední teplotě proudu $t_m = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$ a jaké tlakové ztráty při tom vznikají? Jaký je tepelný výkon této trubky při teplotě jejího vnitřního povrchu $t_{st} = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$?

- termofyzikální vlastnosti vody při teplotě t_m podle tab. 29

$\rho = 971,6 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$

$\lambda = 670\cdot 10^{-3} \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$

$\nu = 0,361\cdot 10^{-6} \text{ m}^2\cdot\text{s}^{-1}$

$Pr = 2,20; Pr_{st} = 2,53$

- dále podle tab.11

$Re = \frac{w d_h}{\nu} = \frac{2 \cdot 0,05}{0,361 \cdot 10^{-6}} = 2,77 \cdot 10^5$

$a = \frac{\lambda}{d_h} \cdot 0,012 \left(Re^{0,87} - 280 \right) \cdot Pr^{0,4} \left[1 + \left(\frac{d_h}{l} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{Pr}{Pr_{st}} \right)^{0,11}$

$\alpha = \frac{670 \cdot 10^{-3}}{0,05} \cdot 0,012 \cdot \left(2,77 \cdot 10^5 \right)^{0,87} - 280 \cdot 2,2^{0,4} \cdot \left[1 + \left(\frac{0,05}{2} \right)^{2/3} \right] \cdot \left(\frac{2,20}{2,53} \right)^{0,11} = 12\,733 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$

Numerické hodnoty dílčích částí této rovnice lze přímo odečíst z grafů na tab.11 a tab. 9,

- tlaková ztráta při průtoku vody podle tab. 21 :

$\Delta p = \xi \cdot \frac{l}{d_h} \cdot \frac{\rho w^2}{2}$

kde pro $Re = 2,77 \cdot 10^5$ a technicky hladký povrch trubky vychází :

$\xi = 0,0054 + \frac{0,3964}{Re^{0,3}} = 0,0146$

takže

$\Delta p = 0,0146 \cdot \frac{2}{0,05} \cdot \frac{971,5 \cdot 2^2}{2} = 1\,135 \text{ Pa}$

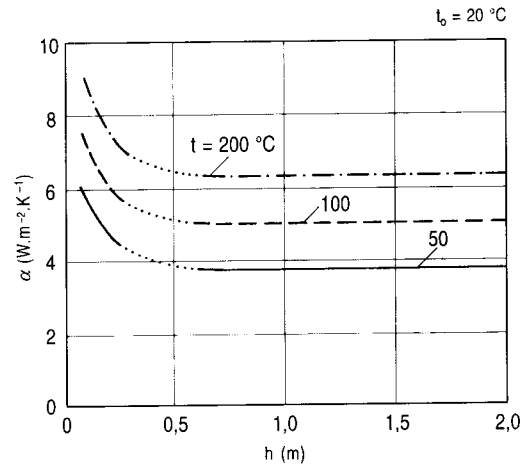
- tepelný výkon trubky (označení podle obr. 3) :

$Q = \alpha_2 \cdot S_2 \cdot (t_m - t_0) = 12\,733 \cdot \pi \cdot 0,05 \cdot 2 \cdot (80 - 70) = 4 \cdot 10^4 \text{ W}$

Bezdimenzionální vztahy pro výpočet přestupu tepla při vynucené konvekci	
1.	Charakter proudění, tvar protákaného kanálu či obtékaného tělesa: Příčné obtékání žebrovanych trubek (uspořádání v řadách za sebou).
2.	Vztah: $Nu_e = 0,23 Re_e^{0,63} Pr^{0,3}$, $Nu_e = Nu_e \cdot \left(\frac{1500 d_e}{d_h} \right)^{0,41}$ kde $Nu_e = Nu_e$ při $Re_e = 1500$ $\frac{d_e}{d_h}$
3.	Definice pojmů: $Nu_e = \frac{\alpha d_e}{w}$; $Re_e = \frac{w d_e}{\nu}$; $Pr = \frac{\lambda}{\nu}$ - definiční teplota: střední teplota proudu média (t_m) - význam d_h a d_e - viz tab. 18 - w = rychlost v nejširším průřezu mezi trubkami
4.	Rozsah platnosti: Nu_e platí pro rozsah $Re_e = 1\,500 d_e/d_h$ až $70\,000$ při 1 a více řadách trubek Nu_e platí pro rozsah $Re_e < 1\,500 d_e/d_h$
5.	Odkaz na literaturu: [8]
6.	Poznámka:

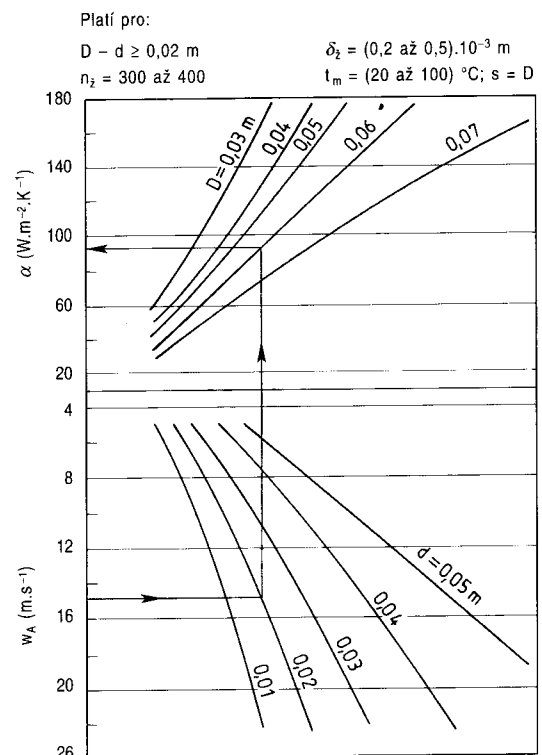
Tab. 1

Bezdimenzionální vztahy pro výpočet přestupu tepla při přirozené konvekcii	
1.	Podmínky: Svislá deska v neomezeném prostoru.
2.	Vztah: a) $Nu = 0,517 (Gr Pr)^{1/4}$ b) $Nu = 0,10 (Gr Pr)^{1/3}$
3.	Definice pojmů: $Nu = \frac{\alpha h}{\lambda}$; $Gr = \frac{\beta g h^3}{\nu^2} (t - t_0)$; $Pr = \frac{\nu}{a}$ - definiční teplota: $t_m = \frac{t_0 + t}{2}$ - h ... výška desky - t_0 ... teplota média - t ... teplota desky
4.	Rozsah platnosti: vztah a) $Gr Pr = 10^4$ až 10^9 ; $Pr = 0,73$ b) $Gr Pr > 10^9$; $Pr = 0,74$
5.	Odkaz na literaturu: [10]
6.	Poznámka: $\alpha = f(h, t)$ pro vzduch 20°C viz graf



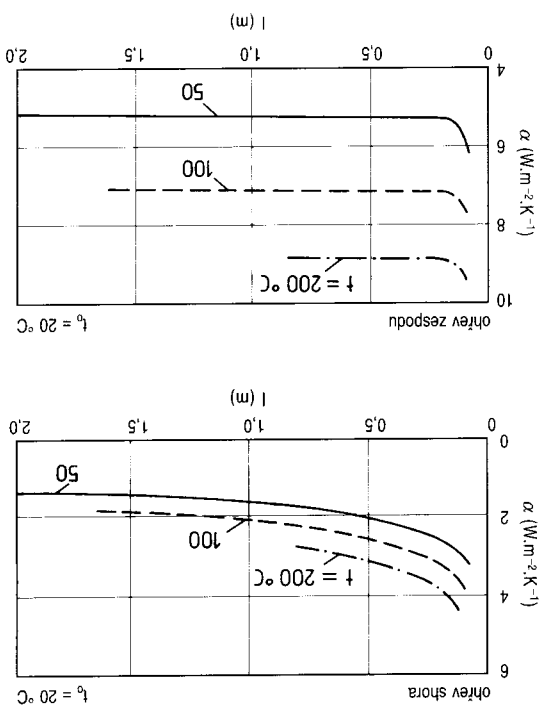
Tab. 18

Bezdimenzionální vztahy pro výpočet přestupu tepla při vynucené konvekcii	
1.	Charakter proudění, tvar protékaného kanálu či obtékaného tělesa: Příčné obtékání svazku žebrovaných trubek (uspořádání vystřídané)
2.	Vztah: $Nu_e = 0,32 Re_e^{0,67} \left(\frac{s-d}{d}\right)^{-0,2} \left(\frac{s-d}{u} + 1\right)^{-0,2} Pr^{2/3}$ $Nu_e' = Nu_e \left(\frac{Re_e}{1500 d_e / d_h}\right)^{0,55}$ kde $Nu_e = Nu_e$... při $Re_e = 1500 \frac{d_e}{d_h}$ $Nu_e'' = 0,24 Re_e^{0,9} \left(\frac{s-d}{d}\right)^{-0,2} \left(\frac{s-d}{u} + 1\right)^{-0,2} Pr^{2/3}$ $s = s_1$... při $s_1 \leq s_3$ d ... vnější průměr trubky $s = s_3$... při $s_1 > s_3$ $d_h = \frac{4A}{O}$ $u =$ mezera mezi žebry $d_e = \frac{S_d + S_z \sqrt{S_z} 2n_z}{S + S_z}$
3.	Definice pojmů: $Nu_e = \frac{\alpha d_e}{\lambda}$; $Re_e = \frac{w d_e}{\nu}$; $Pr = \frac{\nu}{a}$ - definiční teplota: střední teplota proudu média (t_m) - S = přestupní plocha trubky/1 m, - S_z = přestupní plocha žeber/1 m trubky, - n_z = počet žeber/1m trubky, - w = rychlost v nejužším průřezu.
4.	Rozsah platnosti: Nu_e platí pro rozsah $Re_e = 1\,500 d_e/d_h$ až $70\,000$ Nu_e' platí pro rozsah $Re_e < 1\,500 d_e/d_h$ Nu_e'' platí pro rozsah $Re_e > 70\,000$ při 2 a více řadách žebrovek
5.	Odkaz na literaturu: [8]
6.	Poznámka: Stanoveno experimentálně v SVÚSS pro 55 variant různého provedení žeber (kruhová, eliptická, spirálově vinutá, čtvercová a obdélníková různých tvarů a velikostí při obtékání vzduchem - přesnost $\pm 20\%$.

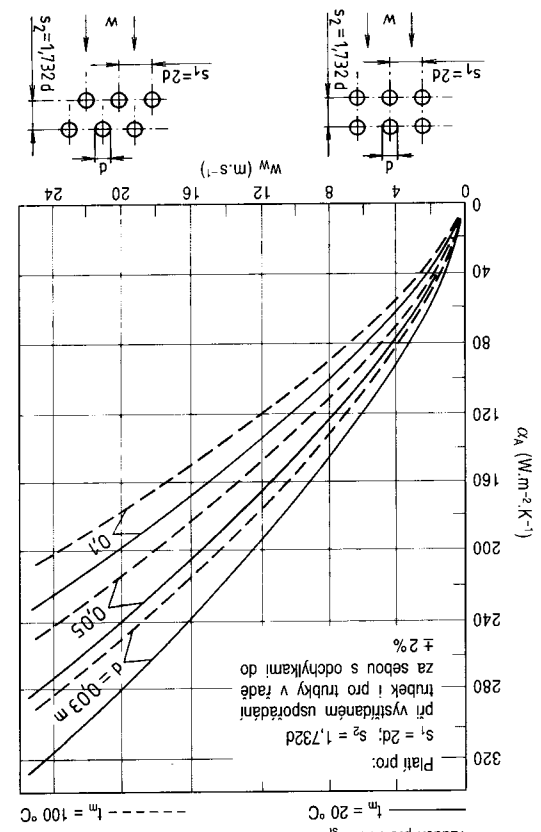


Bezdimenzionální vztahy pro výpočet přestupu tepla při přirozené konvekcii	
1. Podmínky:	Vodorovná čtvercová deska v neomezeném prostoru ohřev shora a zespodu.
2. Vztah:	ohřev shora a) $Nu = 0,27 (Gr Pr)^{1/4}$ ohřev zespodu: b) $Nu = 0,54 (Gr Pr)^{1/4}$ c) $Nu = 0,14 (Gr Pr)^{1/3}$
3. Deficece pojmů:	$Nu = \frac{\lambda}{\alpha l}$; $Gr = \frac{\beta g l^3}{\nu^2} (t_0 - t_1)$; $Pr = \frac{\nu}{a}$ - definiční teplota: $t_m = \frac{t_0 + t_1}{2}$ - l ... délka strany desky - t_0 ... teplota média - t_1 ... teplota desky
4. Rozsah platnosti:	vztah a) $Gr Pr = 3 \cdot 10^5$ až $3 \cdot 10^{10}$ b) $Gr Pr = 10^5$ až $2 \cdot 10^7$ c) $Gr Pr = 2 \cdot 10^7$ až $3 \cdot 10^{10}$
5. Odkaz na literaturu:	[9]
6. Poznámka:	$\alpha = f(l, t)$ pro $t_0 = 20^\circ C$ viz grafy sestavené pro vzduch.

Bezdimenzionální vztahy pro výpočet přestupu tepla při vynucené konvekcii	
1. Charakter proudění, tvar protékajícího kanálu či obtékajícího tělesa:	(uspořádání vstřídané i řadě za sebou)
2. Vztah:	$Nu = \frac{1 + (n-1) f_a}{n} Nu_{\text{trubkové řady}}$ kde $Nu_{\text{trubkové řady}}$ viz tab. 15 f_a viz tab. 16
3. Deficece pojmů:	$Nu = \frac{\lambda}{\alpha l}$; $l = \frac{2}{\pi} d$; kde $d =$ větší průměr trubek - definiční teplota: střední teplota proudy média (t_m) - n ... počet řad trubek ve směru proudy
4. Rozsah platnosti:	viz tab. 15
5. Odkaz na literaturu:	[10]
6. Poznámka:	




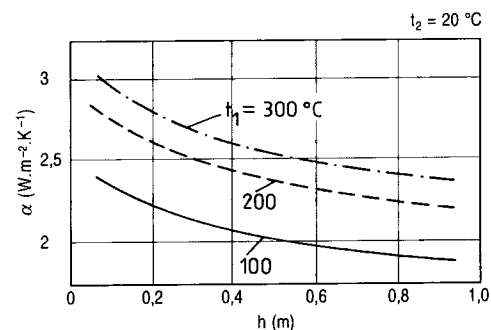
Tab. 2



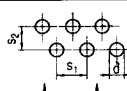
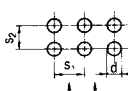
Tab. 17

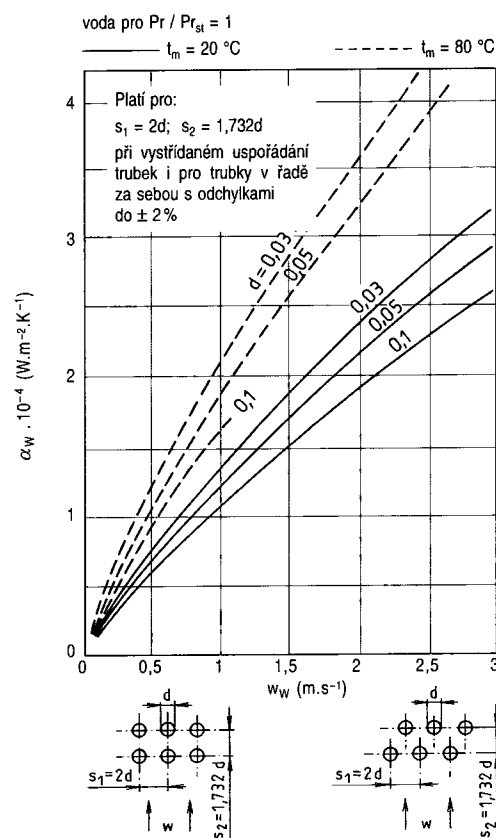
Tab. 3

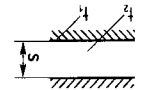
Bezdimenzionální vztahy pro výpočet přestupu tepla při přirozené konvekci	
1.	Podmínky: Svislá vrstva (vrstva v mezeře, štěrbině)
2.	Vztah: $Nu = 0,0825 (Gr Pr)^{0,3}$
3.	Definice pojmů: $Nu = \frac{\alpha h}{\lambda}; \quad Gr = \frac{\beta g h^3}{\nu^2} (t_1 - t_2); \quad Pr = \frac{\nu}{a}$ - definiční teplota: $t_m = \frac{t_1 + t_2}{2}$ - h ... výška desky
4.	Rozsah platnosti: $Gr Pr = 3 \cdot 10^3$ až 10^{10}
5.	Odkaz na literaturu: [10]
6.	Poznámka:  $\alpha = f(h, t_1)$ pro $t_2 = 20^\circ\text{C}$ viz graf sestavený pro vzduch.

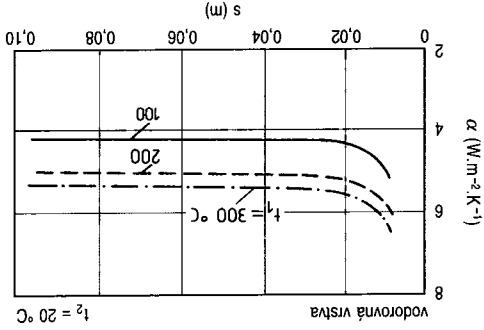


Tab. 16

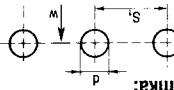
Bezdimenzionální vztahy pro výpočet přestupu tepla při vynucené konvekci	
1.	Charakter proudění, tvar protákaného kanálu či obtékaného tělesa: Příčné obtékání svazku trubek; více než 10 řad (uspořádání vystřídání i v řadě za sebou).
2.	Vztah: $Nu = f_A \left[0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \right] \left(\frac{Pr}{Pr_{st}} \right)^{0,25}$ kde $Nu_{lam} = 0,664 \sqrt{Re_\psi} \sqrt[3]{Pr}$, $Nu_{turb} = \frac{0,037 Re_\psi^{0,8} Pr}{1 + 2,443 Re_\psi^{0,1} (Pr^{2/3} - 1)}$ pro uspořádání vystřídání: $f_A = 1 + \frac{2}{3} \frac{d}{s_2}$, $\psi = 1 - \frac{\pi d}{4s_1}$ pro $\frac{s_2}{d} \geq 1$ v řadě: $f_A = 1 + \frac{0,7}{\psi^{1,5}} \left(\frac{s_2}{s_1} - 0,3 \right)$, $\psi = 1 - \frac{\pi d^2}{4s_1 s_2}$ pro $\frac{s_2}{d} < 1$
3.	Definice pojmů: $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$; $Re_\psi = \frac{w l}{\nu}$; $Pr = \frac{\nu}{a}$ - definiční teplota: střední teplota proudu média (t_m), pouze v hodnotě Pr_{st} látkové vlastnosti média vztažený na t_{s1} - $l = \frac{\pi}{2} d$; kde d = vnější průměr trubek
4.	Rozsah platnosti: $Re_\psi = 10$ až 10^6 $Pr = 0,6$ až 10^3
5.	Odkaz na literaturu: [10]
6.	Poznámka: uspořádání vystřídání  uspořádání v řadě za sebou 

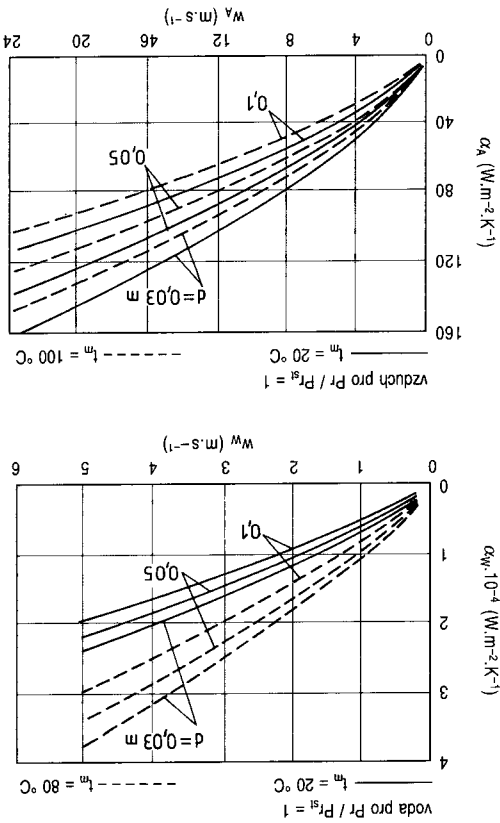


Bezdimenzionální vztahy pro výpočet přestupu tepla při přirozené konvekcii		1. Podmínky: Vodovrná vrstva - tok tepla směrem nahoru (vrstva v mezeře, šitélné)	2. Vztah: a) $Nu = 0,208 (Gr Pr)^{0,25}$ b) $Nu = 0,092 (Gr Pr)^{0,33}$	3. Definice pojmů: $Nu = \frac{\alpha s}{\lambda}$; $Gr = \frac{\beta g s^3}{\nu^2} (t_1 - t_2)$; $Pr = \frac{\nu}{a}$ - definiční teplota: $t_m = \frac{t_1 + t_2}{2}$ - s ... tloušťka vrstvy	4. Rozsah platnosti: a) $Gr Pr \leq 2,2 (\pm 0,4) \cdot 10^4$ b) $Gr Pr > 2,2 (\pm 0,4) \cdot 10^4$	5. Odkaz na literaturu: [10]	6. Poznámka:  $\alpha = f(s, t_1)$ pro $t_2 = 20^\circ C$ viz graf sestavený pro vzduch.
---	--	--	--	---	--	--	---



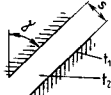
Tab. 4

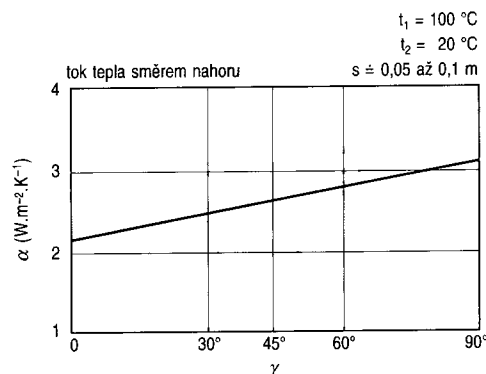
Bezdimenzionální vztahy pro výpočet přestupu tepla při vynucené konvekcii		1. Charakter proudění, tvar protékajícího kanálu či obkétaného tělesa: Přímé obkétání jednotlivé trubky, válce. Přímé obkétání jedné trubkové řady (viz poznámka).	2. Vztah: $Nu = \left[0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \right] \left(\frac{Pr}{Pr_{st}} \right)^{0,25}$ $Nu_{lam} = 0,664 \sqrt{Re} \sqrt[3]{Pr}$ $Nu_{turb} = \frac{0,037 Re^{0,8} Pr}{1 + 2,443 Re^{0,1} Pr^{1/4} - 1}$	3. Definice pojmů: $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$; $Re = \frac{w l}{\nu}$; $Pr = \frac{\nu}{a}$ - definiční teplota: střední teplota proudu média (t_m) pouze v hodnotě Pr_{st} látkové vlastnosti média vztažený na t_m - kde $d = \pi$; kde $d =$ průměr trubky, válce	4. Rozsah platnosti: $Re = 1$ až 10^7 $Pr = 0,6$ až 1000	5. Odkaz na literaturu: [10]	6. Poznámka:  Při obkétání jedné trubkové řady se do výše uvedeného vztahu dosazuje namísto w hodnota: $\frac{w}{4} = 1 - \frac{4,5}{4,5}$
--	--	---	--	--	---	--	--



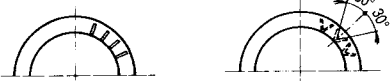
Tab. 15

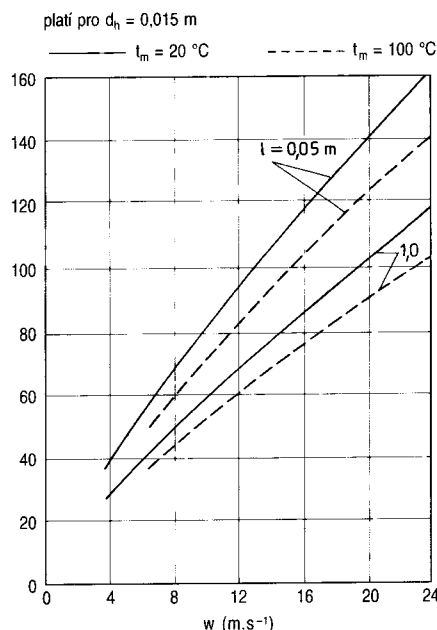
Tab. 5

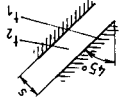
<p align="center">Bezdimenzionální vztahy pro výpočet přestupu tepla při přirozené konvekci</p>													
1.	<p>Podmínky:</p> <p>Skloněná vrstva - tok tepla směrem nahoru (vrstva v mezeře, stěrbině)</p>												
2.	<p>Vztah:</p> $Nu = C (Gr Pr)^{0,33} Pr^{0,074}$ <table border="1"> <tr> <td>γ</td> <td>0</td> <td>30°</td> <td>45°</td> <td>60°</td> <td>90°</td> </tr> <tr> <td>C</td> <td>$4,9 \cdot 10^{-2}$</td> <td>$5,7 \cdot 10^{-2}$</td> <td>$5,9 \cdot 10^{-2}$</td> <td>$6,5 \cdot 10^{-2}$</td> <td>$6,9 \cdot 10^{-2}$</td> </tr> </table> <p>V případech, kdy $\gamma \rightarrow 0$, resp. $\gamma \rightarrow 90^\circ$, je žádoucí porovnat výpočet s výpočtem α ve svislé resp. vodorovné vrstvě a použít vyšší hodnoty, případně konfrontovat se vztahy uváděnými v Heat Exchanger Design Handbook, Hem. Publ. Corp., 1983.</p>	γ	0	30°	45°	60°	90°	C	$4,9 \cdot 10^{-2}$	$5,7 \cdot 10^{-2}$	$5,9 \cdot 10^{-2}$	$6,5 \cdot 10^{-2}$	$6,9 \cdot 10^{-2}$
γ	0	30°	45°	60°	90°								
C	$4,9 \cdot 10^{-2}$	$5,7 \cdot 10^{-2}$	$5,9 \cdot 10^{-2}$	$6,5 \cdot 10^{-2}$	$6,9 \cdot 10^{-2}$								
3.	<p>Definice pojmů:</p> $Nu = \frac{\alpha s}{\lambda}; \quad Gr = \frac{\beta g s^3}{\nu^2} (t_1 - t_2); \quad Pr = \frac{\nu}{a}$ <p>- definiční teplota: $t_m = \frac{t_1 + t_2}{2}$</p> <p>- s ... tloušťka vrstvy</p>												
4.	<p>Rozsah platnosti:</p> <p>$Gr Pr > 1,5 \cdot 10^5$</p>												
5.	<p>Odkaz na literaturu:</p> <p>[10]</p>												
6.	<p>Poznámka:</p>  <p>$\alpha = f(\gamma, s)$ pro $t_1 = 100^\circ\text{C}$ a $t_2 = 20^\circ\text{C}$ viz graf sestavený pro vzduch</p>												

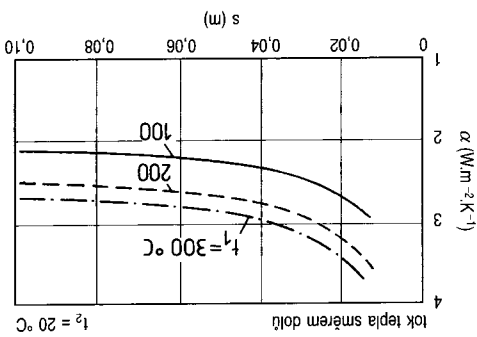


Tab. 14

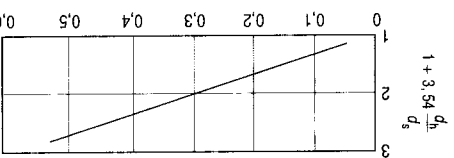
<p align="center">Bezdimenzionální vztahy pro výpočet přestupu tepla při vynucené konvekci</p>	
1.	<p>Charakter proudění, tvar protékaného kanálu či obtékaného tělesa:</p> <p>Průtok vzduchu mezikruhovým kanálem s podélnými a přerušovanými, střídavě vyhybanými žebry.</p>
2.	<p>Vztah:</p> $Nu = 0,0235 Re^{0,785} \left[1 + \left(\frac{d_h}{l} \right)^{0,655} \right]$
3.	<p>Definice pojmů:</p> $Nu = \frac{\alpha d_h}{\lambda}; \quad Re = \frac{w d_h}{\nu}$ <p>- hydraulický průměr $d_h = \frac{4A}{O}$</p> <p>- charakteristická délka l = délka žebra ve směru průtoku media</p> <p>- definiční teplota: střední teplota proudu media t_m</p>
4.	<p>Rozsah platnosti:</p> <p>$Re = 4 \cdot 10^3$ až $3 \cdot 10^4$</p> <p>$\frac{l}{d_h} = 2,5$ až 70</p>
5.	<p>Odkaz na literaturu:</p> <p>[5]</p>
6.	<p>Poznámka:</p>  <p>podélná žebra přerušovaná, střídavě vyhybaná žebra</p>



Bezdimenzionální vztahy pro výpočet přestupu tepla při přirozené konveksi					
1.	Podmínky:	Skloněná vrstva - tok tepla směrem dolů (vrstva v mezeře, šitébně)			
2.	Vztah:	$Nu = 1 + \frac{0,025(Gr Pr)^{1,36}}{(Gr Pr) + 1,3 \cdot 10^4}$			
3.	Definice pojmů:	$Nu = \frac{\lambda}{\alpha s}; Gr = \frac{\beta g s^3}{\nu^2} (t_1 - t_2); Pr = \frac{\nu}{a}$ - definiční teplota: $t_m = \frac{t_1 + t_2}{2}$ - s ... tloušťka vrstvy			
4.	Rozsah platnosti:	- Gr Pr = 5 · 10 ³ až 1 · 10 ⁸ - pouze pro sklon 45°			
5.	Odkaz na literaturu:	[10]			
6.	Poznámka:	 $\alpha = f(s, t_1)$ pro $t_2 = 20^\circ\text{C}$ viz graf sestavený pro vzduch.			

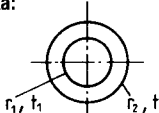


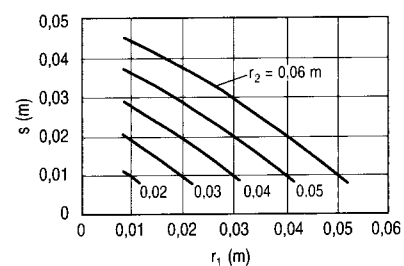
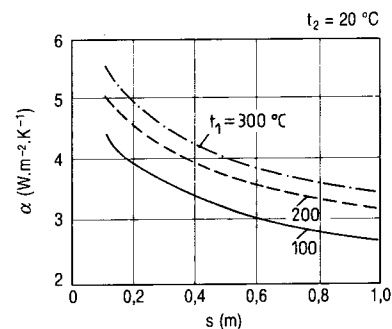
Tab. 6

Bezdimenzionální vztahy pro výpočet přestupu tepla při vynucené konveksi					
1.	Charakter proudění, tvar protékajícího kanálu či obtékajícího tělesa:	Turbulentní proud trubkovým hadem.			
2.	Vztah:	$Nu = Nu_{(turb. proud trubkou)} \left(1 + 3,54 \frac{d}{h} \right)$ 			
3.	Definice pojmů:	$Nu = \frac{\alpha d_h}{\lambda}$ - definiční teplota: střední teplota proudu média (t_m), $d_h = \frac{4A}{O}$ - d_s - průměr zakřivení trubkového hadu			
4.	Rozsah platnosti:	jako Nu (turb. proud trubkou) - viz tab. 11			
5.	Odkaz na literaturu:	[10]			
6.	Poznámka:				

Tab. 13

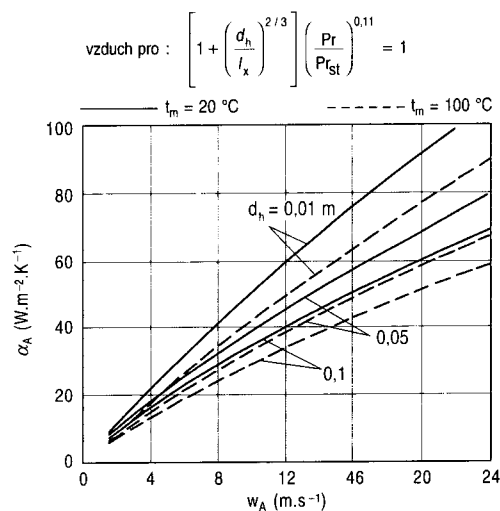
Tab. 7

Bezdimenzionální vztahy pro výpočet přestupu tepla při přirozené konvekci	
1.	Podmínky: Vrstva ve vodorovném koncentrickém mezikruží – tok tepla směrem ven
2.	Vztah: $Nu = 0,2 (Gr Pr)^{0,25}$
3.	Definice pojmů: $Nu = \frac{\alpha s}{\lambda}; \quad Gr = \frac{\beta g s^3}{\nu^2} (t_1 - t_2); \quad Pr = \frac{\nu}{a}$ kde $s = \sqrt{r_1 r_2 \ln \frac{r_2}{r_1}}$... (viz ad 6) – definiční teplota: $t_m = \frac{t_1 + t_2}{2}$
4.	Rozsah platnosti: $Gr Pr \geq 7,1 \cdot 10^3$
5.	Odkaz na literaturu: [10]
6.	Poznámka:  $\alpha = f(s, t_1)$ pro $t_2 = 20 \text{ °C}$ a $s = f(r_1, r_2)$ viz grafy pro vzduch



Tab. 12

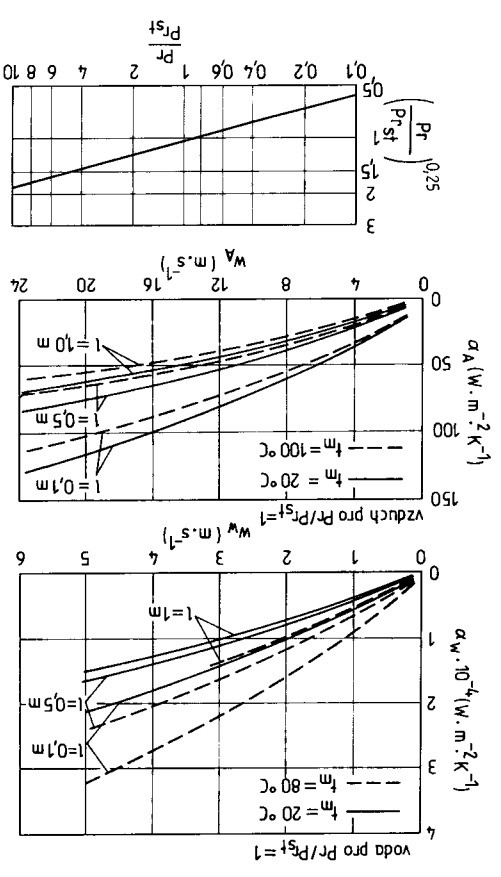
Bezdimenzionální vztahy pro výpočet přestupu tepla při vynucené konvekci	
1.	Charakter proudění, tvar protákaného kanálu či obtékaného tělesa: Turbulentní průtok trubkou, kanálem (do oblastí nízkých Prandtlových čísel)
2.	Vztah: $Nu = 0,0214 (Re^{0,8} - 100) Pr^{0,4} \left[1 + \left(\frac{d_h}{l_x} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{Pr}{Pr_{st}} \right)^{0,11}$
3.	Definice pojmů: $Nu = \frac{\alpha d_h}{\lambda}; \quad Re = \frac{w d_h}{\nu}; \quad Pr = \frac{\nu}{a}$ – definiční teplota: střední teplota proudu média (t_m), pouze v hodnotě Pr_{st} látkové vlastnosti média vztaheny na t_{st} – $d_h = \frac{4A}{O}$ – l_x délka trubky, kanálu.
4.	Rozsah platnosti: $Re = 2300$ až 10^6 $Pr = 0,5$ až $1,5$ $\frac{d_h}{l_x} < 1$
5.	Odkaz na literaturu: [10]
6.	Poznámka:



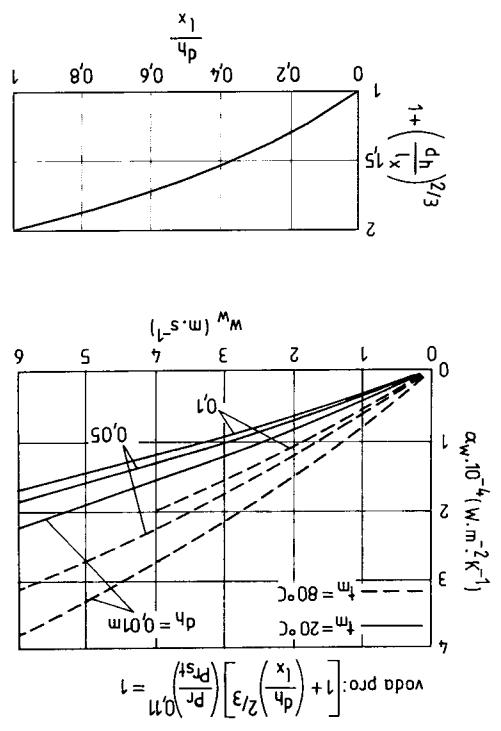
hodnoty: $\left[1 + \left(\frac{d_h}{l_x} \right)^{2/3} \right]$ viz tab. 11
 $\left(\frac{Pr}{Pr_{st}} \right)^{0,11}$ viz tab. 9

1.	Charakter proudění, tvar protékajícího kanálu či obtékaného tělesa:	Podélně obtékaná deska.	1.	Charakter proudění, tvar protékajícího kanálu či obtékaného tělesa: při výnucené konvekcii Bezdimenzionální vztahy pro výpočet přestupu tepla
2.	Vztah:	$Nu = \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \left(\frac{Pr_{st}}{Pr} \right)^{0,25}$ $Nu_{lam} = 0,664 \sqrt{Re} \sqrt{Pr}$ $Nu_{turb} = \frac{0,037 Re^{0,8} Pr}{1 + 2,443 Re^{0,1} Pr^{0,23} - 1}$	2.	Vztah: $Nu = \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \left(\frac{Pr_{st}}{Pr} \right)^{0,25}$ kde $Nu_{lam} = 0,664 \sqrt{Re} \sqrt{Pr}$ $Nu_{turb} = \frac{0,037 Re^{0,8} Pr}{1 + 2,443 Re^{0,1} Pr^{0,23} - 1}$
3.	Definice pojmů:	$Nu = \frac{\lambda}{a l}; Re = \frac{v}{W l}; Pr = \frac{\nu}{a}$	3.	Definice pojmů: $Nu = \frac{\lambda}{a l}; Re = \frac{v}{W l}; Pr = \frac{\nu}{a}$
4.	Rozsah platnosti:	<ul style="list-style-type: none"> - definiční teplota: střední teplota proudu média (t_m), pouze v hodnotě Pr_{st} látkové vlastnosti média vztažený na t_m - ... délka desky ve směru proudu; 	4.	Rozsah platnosti: $Re = 10$ až 10^7 $Pr = 0,6$ až 2000
5.	Odkaz na literaturu:	[10]	5.	Odkaz na literaturu: [10]
6.	Poznámka:		6.	Poznámka:

1.	Charakter proudění, tvar protékajícího kanálu či obtékaného tělesa:	Turbulentní průtok trubkou, kanálem (do oblasti vysokých Prandtlových čísel)	1.	Charakter proudění, tvar protékajícího kanálu či obtékaného tělesa: při výnucené konvekcii Bezdimenzionální vztahy pro výpočet přestupu tepla
2.	Vztah:	$Nu = 0,012 Re^{0,87} - 280 \left(Pr^{0,4} \left[1 + \left(\frac{d_h}{l_x} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{Pr_{st}}{Pr} \right)^{0,11} \right)$	2.	Vztah: $Nu = 0,012 Re^{0,87} - 280 \left(Pr^{0,4} \left[1 + \left(\frac{d_h}{l_x} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{Pr_{st}}{Pr} \right)^{0,11} \right)$
3.	Definice pojmů:	$Nu = \frac{\alpha d_h}{v}; Re = \frac{v}{W d_h}; Pr = \frac{\nu}{a}$	3.	Definice pojmů: $Nu = \frac{\alpha d_h}{v}; Re = \frac{v}{W d_h}; Pr = \frac{\nu}{a}$
4.	Rozsah platnosti:	<ul style="list-style-type: none"> - $d_h = \frac{O}{4A}$ - l_x délka trubky, kanálu; 	4.	Rozsah platnosti: $Re = 2300$ až 10^6 $Pr = 1,5$ až 500 $\frac{l_x}{d_h} > 1$
5.	Odkaz na literaturu:	[10]	5.	Odkaz na literaturu: [10]
6.	Poznámka:		6.	Poznámka:



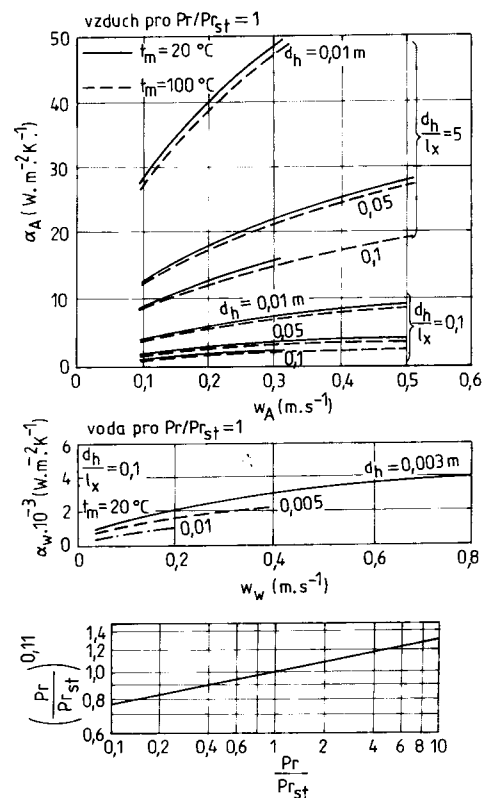
Tab. 8



Tab. 11

Tab. 9

Bezdimenzionální vztahy pro výpočet přestupu tepla při vynucené konvekci	
1.	Charakter proudění, tvar protékaného kanálu či obtékaného tělesa: Laminární průtok trubkou, kanálem
2.	Vztah: $Nu = 0,664 \sqrt{Re} \frac{d_h}{l_x} \left(\frac{Pr}{Pr_{st}} \right)^{0,11}$
3.	Definice pojmů: $Nu = \frac{\alpha d_h}{\lambda}; \quad Re = \frac{w d_h}{\nu}; \quad Pr = \frac{v}{a}$ - definiční teplota: střední teplota proudu média (t_m), pouze v hodnotě Pr_{st} látkové vlastnosti média vztaženy na t_{st} - $d_h = \frac{4A}{O}$ - l_x - délka trubky, kanálu
4.	Rozsah platnosti: $Re < 2300$ $Pr Re \frac{d_h}{l_x} = 0,1$ až 10^4
5.	Odkaz na literaturu: [10]
6.	Poznámka:



Tab. 10

Bezdimenzionální vztahy pro výpočet přestupu tepla při vynucené konvekci	
1.	Charakter proudění, tvar protékaného kanálu či obtékaného tělesa: Průtok trubkou, kanálem v přechodové oblasti i při turbulentním průtoku
2.	Vztah: $Nu = \frac{\varphi}{8} (Re - 1000) Pr \left[1 + \left(\frac{d_h}{l_x} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{Pr}{Pr_{st}} \right)^{0,11}$ kde $\varphi = (1,82 \log Re - 1,64)^{-2}$
3.	Definice pojmů: $Nu = \frac{\alpha d_h}{\lambda}; \quad Re = \frac{w d_h}{\nu}; \quad Pr = \frac{v}{a}$ - definiční teplota: střední teplota proudu média (t_m), pouze v hodnotě Pr_{st} látkové vlastnosti média vztaženy na t_{st} - $d_h = \frac{4A}{O}$ - l_x - délka trubky, kanálu
4.	Rozsah platnosti: $Re = 2300$ až 10^6 $Pr = 1,5$ až 500 $\frac{d_h}{l_x} < 1$
5.	Odkaz na literaturu: [10]
6.	Poznámka:

