

Blanka Paulinyová - Marian Mikulík - Daniela Zvarková *

PRÍSPEVOK K RIEŠENIU TLAKOVÝCH STRÁT VÝMENNÍKA TEPLA

CONTRIBUTION TO THE SOLUTION OF PRESSURE LOSSES OF A HEAT EXCHANGER

Článok sa zaoberá výpočtom tlakových strát tepelných výmenníkov a ich jednotlivých častí. Riešené sú tlakové straty miestne aj dĺžkové v prierezoch kruhových aj rôzne tvarovaných. Sú uvedené rôzne alternatívy zapojenia viacerých rúrkových výmenníkov tepla. Môžu byť použité teplotnosné médiá kvapalné aj plynné, ako aj rôzne chladivá. Použitím tohto výpočtu je možné dimenzovať čerpadlá alebo ventilátory, čo má priamu spojitosť s prevádzkovými a investičnými nákladmi.

Tlakové straty, ktoré vznikajú pri prúdení skutočných tekutín potrubím a výmenníkmi tepla, možno rozdeliť na straty trením a straty vradenými (miestnymi) odpormi. Straty trením vznikajú v celom objeme prúdiacej tekutiny (t. j. v celom prietochom priereze a na celej dĺžke potrubia), straty vradenými odpormi sa obmedzujú len na tú časť, kde dochádza k narušeniu prúdu (k deformácii rýchlostného profilu).

Tlakové straty možno počítať z dvoch základných vzťahov:

$$a) \Delta p_1 = \lambda \frac{1}{d_e} \cdot \frac{w^2}{2} \rho \quad [\text{Pa}], \quad (1)$$

pre výpočet tlakových strát rovnej časti dĺžky l [m] (dĺžkovej straty) a vnútorného prierezu d_e [m].

$$b) \Delta p_m = \Sigma \xi \frac{w^2}{2} \rho \quad [\text{Pa}], \quad (2)$$

pre určenie miestnych odporov tvarových kusov, vstupov a výstupov rúrok výmenníka tepla z rúrkovnice, zmeny prierezu a pod., kde:

$\Sigma \xi$ - súčet všetkých miestnych odporov,
 w - stredná rýchlosť prúdu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$],
 ρ - špecifická hustota prúdiacej tekutiny [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$],
 λ - súčiniteľ trenia [-],
 d_e - ekvivalentný priemer rúrky, u nekrhového priemeru

$$d_e = \frac{4S}{U}, \text{ u kruhového prierezu } d_e = d,$$

kde: S - plocha [m^2],
 U - obtekaný obvod [m].

This paper tells deals with the calculation of pressure losses of heat exchangers and its individual parts. Local and length pressure losses in circular sections and also sections of different shape are dealt with. There are different alternatives of tubular heat exchangers connection. Liquid and gaseous heat carrying agents and various coolants can be used. It is possible to dimension pumps or ventilators by this calculation. Operation and investing charges also depend on that.

Pressure losses that are built up in real fluid flow through a pipeline and heat exchangers can be divided into losses by friction and local resistance.

Losses by friction are built up in the whole volume of flowing fluid (that means the losses by local resistance are limited only to that part where there is current impaired in the whole through-flow section and pipeline length).

Pressure losses can be calculated from two basic relations:

$$a) \Delta p_1 = \lambda \frac{1}{d_e} \cdot \frac{w^2}{2} \rho \quad [\text{Pa}], \quad (1)$$

for calculation of pressure losses of the straight part of length l [m] (length losses) and inside diameter d_e [m].

$$b) \Delta p_m = \Sigma \xi \frac{w^2}{2} \rho \quad [\text{Pa}], \quad (2)$$

for determination of local resistance of formed pieces, fittings inlet and outlet of tube of heat exchanger from the tube plate, section change and so on. Where:

$\Sigma \xi$ - the total of all local resistance,
 w - the middle speed of flow,
 ρ - specific density of flowing fluid,
 λ - coefficient of friction,
 d_e - equivalent diameter of the tube, with not circular section

$$d_e = \frac{4S}{U}, \text{ with circular section } d_e = d,$$

where: S - surface [m^2],
 U - by passed circuit [m].

* Ing. Blanka Paulinyová, PhD., Ing. Daniela Zvarková, PhD., Ing. Marián Mikulík,
 Department of Heat and Hydraulic Machines, Faculty of Mechanical Engineering, University of Žilina, Veľký diel, 010 26 Žilina, Slovak Republic,
 Phone: ++421-89-5252541, e-mail: pauliny@fstroj.utc.sk, zvarkova@fstroj.utc.sk, mikulik@fstroj.utc.sk

Celková tlaková strata bude tvorená súčtom tlakovej straty miestnej aj dĺžkovej:

$$\Delta p = \left(\lambda \frac{1}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \rho \quad [\text{Pa}]. \quad (3)$$

Tlaková strata dĺžková

Hodnota súčiniteľa trenia λ [-] závisí od druhu prúdenia, teda od hodnoty Reynoldsovho čísla a od drsnosti stien potrubia.

Pri laminárnom prúdení, $R_e < 2320$ nemá drsnosť potrubia na tlakové straty trením žiaden vplyv a súčiniteľ trenia λ závisí len od hodnoty R_e .

Platí však:

$$\lambda = \frac{64}{R_e}, \quad (4)$$

kde $R_e = \frac{w d_e}{\nu}$, pričom:

- w - rýchlosť prúdenia tekutiny [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$],
- d_e - ekvivalentný priemer potrubia [m],
- ν - kinematická viskozita prúdiacej kvapaliny [$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$].

Pri vyšších hodnotách Reynoldsovho čísla spočiatku závisí súčiniteľ trenia predovšetkým od hodnoty R_e . Jeho vplyv však postupne klesá, až pri veľkých hodnotách R_e ($R_e > 10000$ - turbulentné prúdenie) postupne zmizne. Súčiniteľ λ potom závisí len od pomernej drsnosti rúrok. Tlakovú stratu môžeme ovplyvniť len drsnosťou potrubia. Zmena viskozity sa v tomto prípade neuplatní.

Pre turbulentné prúdenie sa v literatúre uvádza viac rovníc, napr. pre hladké rúrky do $R_e = 8 \cdot 10^4$ našiel Blasius empirický vzťah:

$$\lambda = 0,3164 \cdot R_e^{-0,25}. \quad (5)$$

Hermanov vzťah platí až do hodnoty $R_e = 1,5 \cdot 10^6$:

$$\lambda = 0,0054 + R_e^{-0,3}. \quad (6)$$

Teoreticky odvodil rovnicu pre súčiniteľa trenia v hladkých rúrkach Prandtl. Jeho vzťah upravený do explicitného tvaru platí s max. chybou 1 % do $R_e = 108$:

$$\lambda = \frac{0,309}{\left(\log \frac{R_e}{7} \right)^2}. \quad (7)$$

Potrubie možno považovať za hydraulicky hladké, ak platí:

$$\frac{k}{d} \leq \frac{30}{R_e^{0,875}}, \quad (8)$$

Total pressure loss is given by total of local and length loss:

$$\Delta p = \left(\lambda \frac{1}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \rho \quad [\text{Pa}]. \quad (3)$$

Length pressure loss

Value of the coefficient of friction λ [-] depends on the kind of flow, the value of the Reynold's number and roughness of pipeline walls.

The roughness of pipeline in laminar flow $R_e < 2320$ does not have an influence on pressure losses by friction. The coefficient of friction depends only on the R_e value.

It is valid that:

$$\lambda = \frac{64}{R_e}, \quad (4)$$

where: $R_e = \frac{w d_e}{\nu}$, where:

- w - the speed of fluid flowing [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$],
- d_e - equivalent diameter of pipeline [m],
- ν - kinematic viscosity of fluid [$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$].

With a higher value of the Reynold's number, the coefficient of friction depends mainly on value R_e . Its influence gradually declines in high values of R_e ($R_e > 10000$ - turbulent flow). It gradually disappears. Coefficient λ depends then only on the relative roughness of tubes. Pressure loss can be influenced only by the roughness of the pipeline. There is no change of viscosity in this case.

There are the equations for turbulent flow mentioned in literature. For example, for the smooth tubes to $R_e = 8 \cdot 10^4$, Blasius found the empiric relation:

$$\lambda = 0,3164 \cdot R_e^{-0,25}. \quad (5)$$

Herman's relation is valid to value $R_e = 1,5 \cdot 10^6$:

$$\lambda = 0,0054 + R_e^{-0,3}. \quad (6)$$

He derived theoretically the Prandtl equation for the coefficient of friction in the smooth tubes. His relation remade to explicit form is valid with the maximal mistake 1% to $R_e = 108$:

$$\lambda = \frac{0,309}{\left(\log \frac{R_e}{7} \right)^2}. \quad (7)$$

A pipeline can be considered as hydraulically smooth if:

$$\frac{k}{d} \leq \frac{30}{R_e^{0,875}}, \quad (8)$$

kde: k - skutočná drsnosť stien potrubia [m],
 d - priemer prietochného prierezu [m].

Hodnoty skutočnej drsnosti k pre rôzne druhy rúrok sú uvedené v tab. 1.

Hodnoty absolútnej drsnosti potrubia k [mm] Tab. 1

Druh potrubia		Drsnosť stien k [mm]
Ťahané rúrky medené	technicky hladké	0,00135 až 0,00152
Sklenené a z plastov	hladké	0,00162
Bezšvové oceľové rúrky	nenatrené - nové	0,015
	natrené - nové	0,0305
	natrené - po dlhšej dobe prevádzky	0,152
Potrubie z oceľového plechu	válcovaný plech galvanizovaný	0,04 až 0,10 0,008
	po dlhšej dobe prevádzky	1,0 až 2,0
Liatinové nové	nenatrené	0,015 až 0,305
	natrené	0,061 až 0,152
Betónové kanály	hladené	0,3 až 0,8
	drsné	1,0 až 3,0
Železobetonové	hladené	0,1 až 0,15
	drsné	0,2 až 0,8
Gumové hadice		0,1 až 0,3
Pogumované hadice	veľmi drsné	0,2 až 0,3
Kožené hadice	kvalitné	0,15
Tehlové rúrky	glazované	0,610 až 3,048
Štrkové múrivo		6,096 až 15,24
Óanové alebo konopné hadice	obyčajné alebo pogumované	0,5 až 0,8
Tehly		2,0
Stavebný kameň		8,0 až 15,0

V rúrkach s drsným povrchom stien sú odpory prúdenia väčšie než v rúrkach hladkých. Spôsoby výpočtu hodnoty λ sú rôzne, napr. podľa Zimmermana-Galavicz platí:

$$\lambda = \lambda_o + \frac{8.6 \cdot 10^{-4}}{d_e^{0.28}} \cdot \left(\log \frac{R_e}{10^{5.5} \cdot d^{1.1}} \right), \quad (9)$$

kde λ_o je súčiniteľ trenia pre hladké rúrky. Tento vzťah dobre vyhovuje pre oceľové rúrky.

Tlaková strata miestna

Tlakové straty miestnym odporom vznikajú pri prúdení tekutín časťami potrubia (oblúkom, kolenom, odbočkami, posúvačmi, ventilmi a pod.), kde dochádza k miestnemu narušeniu (rozvíreniu prúdu).

where k - real roughness of pipeline walls,
 d - diameter of through-flow section,

The values of the real roughness k for different types of tubes are shown in Tab. 1.

Values of absolute roughness of pipeline k [mm] Tab. 1

Type of pipeline		Roughness of walls
Stretched copper tubes	Technically smooth	0.00135 - 0.00152
Glass and from plastic	Smooth	0.00162
Seamless steel tubes	Uncoated - new	0.015
	Coated - new	0.0305
	-after longer period of operation	0.152
Pipeline from steel plate	Rolled plate	0.04-0.10
	Galvanized after longer period of operation	0.008 1.0-2.0
Cast-iron new	Uncoated	0.25-0.305
	Coated	0.061-0.152
Concrete canal	Smooth	0.3-0.8
	Rough	1.0-3.0
Ferro-concrete	Smooth	0.1-0.15
	Rough	0.2-0.8
Rubbercoated hoses	Very rough	0.2-0.3
Leather hoses	High-quality	0.15
Brick tubes	Smooth	0.610-3.048
Gravel masonry		6.096-15.24
Flax or hemp hoses	Common or rubber-coated	0.5-0.8
Bricks		2.0
Building stone		8.0-15.0

The resistance of flow is higher in the tubes with a rough surface than in smooth tubes. However, the ways of calculation of λ value are different, for example, by Zimmermann-Galavicz:

$$\lambda = \lambda_o + \frac{8.6 \cdot 10^{-4}}{d_e^{0.28}} \cdot \left(\log \frac{R_e}{10^{5.5} \cdot d^{1.1}} \right), \quad (9)$$

where λ_o is the coefficient of friction for the smooth tubes. This relation is suitable for steel tubes.

Local pressure loss

Pressure losses by local resistance are built up in fluid flow in special parts of a pipeline (bend, branch pipe, valve, ...) where there is local dislocation of flow.

Hodnoty súčiniteľa trenia λ pre hydraulicky drsné potrubia.

Tab. 2

Relatívna drsnosť $\epsilon = k/d$	Súčiniteľ trenia λ
0,0002	0,00901
0,0005	0,01054
0,00010	0,01197
0,00020	0,01371
0,00050	0,01669
0,00100	0,01961
0,00200	0,02339
0,00250	0,02485
0,00500	0,03033
0,01000	0,03785
0,02000	0,04858
0,02500	0,05299
0,05000	0,07142

Pre jednotlivé prípady sa tlaková strata vypočíta zo vzťahu:

$$\Delta p_m = \xi \frac{w^2}{2} \rho \quad [\text{Pa}], \quad (10)$$

kde ξ je bezrozmerný súčiniteľ vradeného odporu.

Veľkosť miestnych odporov ξ u niektorých armatúr.

Tab. 3

Druh odporu	ξ	Druh odporu	ξ
Uzatvárací ventil	4 - 7	Redukcia - zúženie plynulé	0,1
Výtlačný ventil kompresora	5 - 7	Redukcia - zúženie náhle	1,0
Sací ventil kompresora	12 - 15	Posúvač	0,3 - 1,0
Vtok z nádrže do rúrky	1,7	Oblúk R = 2,5d	0,14
Rozdeľovač (výstup)	0,5	Oblúk R = 1,0d	0,3
Zberač (vstup)	1,0	Oblúk R = 0,5d	2,0
Ventil priamy	10	Ventil šikmý	3,5

Súčinitele ξ jednotlivých vradených odporov sa algebraicky spočítajú. Miestne odpory možno vyjadriť tiež ekvivalentnou dĺžkou potrubia l_e . Celkový odpor prúdenia alebo odpovedajúci priemer potrubia možno určiť zväčšením skutočnej dĺžky potrubia o súčet ekvivalentných dĺžok, podľa vzťahu:

$$\lambda \frac{l_e}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \rho = \xi \frac{w^2}{2} \rho, \quad (11)$$

$$\text{kde: } l_e = \frac{\xi d}{\lambda}. \quad (12)$$

Ekvivalentná dĺžka l_e závisí tiež od hodnoty Reynoldsovho čísla R_e , lebo závisí od hodnoty súčiniteľa trenia ξ , ktorý je funk-

Values of friction coefficient λ for hydraulically rough pipelines.

Tab. 2

Relative roughness $\epsilon = k/d$	Coefficient of friction λ
0.0002	0.00901
0.0005	0.01054
0.00010	0.01197
0.00020	0.01371
0.00050	0.01669
0.00100	0.01961
0.00200	0.02339
0.00250	0.02485
0.00500	0.03033
0.01000	0.03785
0.02000	0.04858
0.02500	0.05299
0.05000	0.07142

For individual cases the pressure loss is calculated from the relation:

$$\Delta p_m = \xi \frac{w^2}{2} \rho \quad [\text{Pa}], \quad (10)$$

where ξ is dimensionless coefficient of the local resistance.

Size of local resistance ξ in some cases.

Tab. 3

Type of resistance	ξ	Type of resistance	ξ
Closing valve	4-7	Reduction - continuous tapering	0.1
Delivery valve of compressor	5-7	Reduction - sudden tapering	1.0
Sucking valve of compressor	12-15	Gate valve	0.3-1.0
Inlet from the tank to tube	1.7	Bend R = 2.5 d	0.14
Distributor (outlet)	0.5	Bend R = 1 d	0.3
Collector (inlet)	1.0	Bend R = 0.5 d	2.0
Globe valve	10	Skew valve	3.5

Coefficient ξ of an individual local resistance is algebraically summed up. The local resistance can also be expressed by an equivalent length of pipeline l_e . The total resistance of flow or its diameter of pipeline can be determined by the rise of the real length of pipeline about the total of equivalent lengths by the relation:

$$\lambda \frac{l_e}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \rho = \xi \frac{w^2}{2} \rho, \quad (11)$$

$$\text{where: } l_e = \frac{\xi d}{\lambda}. \quad (12)$$

Equivalent length l_e also depends on the value of the Reynold's number R_e because it depends on the value of coefficient

ciou R_e . Součinitel' vradených odporov λ závisí len na geometrického tvare odporovej časti potrubia, bez ohľadu na to, aké médium prúdi v danom priemere.

Celková tlaková strata

Výsledná tlaková strata pri prúde média potrubím je daná súčtom tlakovej straty miestnej a dĺžkovej:

$$\Delta p = \left(\lambda \frac{1}{d} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \rho \quad [\text{Pa}]. \quad (13)$$

Všetky údaje v hydraulických odporoch platia len pre izotermické prúdenie tekutiny. S vplyvom zmeny teploty (neizotermické) prúdiaceho média sa počíta len s tým, že všetky veličiny potrebné pre výpočet (rýchlosť, špecifická hmotnosť, kinematická viskozita) sa vzťahujú na strednú teplotu média. Táto analýza však nie je veľmi správna, presný výpočet odporu je nemožný. Pri neizotermickom prúde musíme počítať s prirodzeným ťahom pôsobením nahor a brániacim nútenému pohybu ohrievanej kvapaliny nadol. Pri opačnom prúde kvapaliny sa tento odpor znižuje. V takýchto prípadoch, ak je to možné, je najlepšie zistiť odpor experimentálne.

Výpočet tlakových strát pri prúde vo vnútri rúrok

Tlaková strata trením v kruhovej rúrke sa počíta zo vzťahu (1). Pri kruhovej rúrke je hodnota ekvivalentného priemeru $d_e = d$.

Celková tlaková strata prietoku kvapalinou vnútornou rúrkou výmenníka tepla sa počíta podľa vzťahu:

$$\Delta p = \left(\lambda \frac{1}{d_1} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \rho \quad [\text{Pa}], \quad (14)$$

kde $\Sigma \xi$ je súčet miestnych odporov pri vstupe a výstupe do výmenníka tepla a prietokom cez jednu rúrku.

Výpočet tlakových strát pri prúde na vonkajšej strane rúrok

Pri výmenníku rúrka v rúrke (obr. 1.) môžeme tlakovú stratu počítať zo vzťahu:

$$\Delta p_C = \Delta p_1 + \Delta p_2 \quad [\text{Pa}], \quad (15)$$

kde: Δp_1 - tlaková strata trením dĺžkovými aj miestnymi odpormi pri pozdĺžnom obtekaní medzirúrkového priestoru [Pa] podľa vzťahu (13),

Δp_2 - tlaková strata nábehovej časti pri prúde kvapaliny šikmo k rúrke [Pa], pričom

pre hodnotu Δp_3 platí: $\Delta p_2 = 2\psi(\varphi) \cdot \Delta p_{90^\circ}$ [Pa], (16)

of friction λ which is the function of R_e . The coefficient ξ depends only on geometrical shape of resistance part of pipeline. There is no regard to the kind of the medium which flows in the section.

Resultant pressure loss

The resultant pressure loss with a medium flowing through a pipeline is given by the total of the local and length loss :

$$\Delta p = \left(\lambda \frac{1}{d} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \rho \quad [\text{Pa}]. \quad (13)$$

All data in a hydraulic resistance are valid only for isothermal fluid flow. With the influence of temperature change (not isothermal flow) of the flowing medium, it is calculated that all quantities needed for calculation (speed, specific weight, kinematic viscosity) refer to the middle temperature of the medium. This analysis is not very proper. Proper calculation of resistance is impossible. With the non-isothermal flow we must calculate with a natural draught that appeals upwards and resists the positive movement of heated fluid downwards. In such cases, if possible, it is better to estimate the resistance experimentally.

Pressure losses calculation in flow inside of pipelines

Pressure loss by friction in a circular tube is calculated from the relation (15). The value of the equivalent diameter in circular tube $d_e = d$.

Total pressure loss with fluid flow through the inside tube of a heat exchanger is calculated by the relation

$$\Delta p = \left(\lambda \frac{1}{d_1} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \rho \quad [\text{Pa}]. \quad (14)$$

where $\Sigma \xi$ is the total of the local resistances in inlet and outlet of heat exchanger and the flow through one pipe.

The calculation of pressure losses with flow on outside of tubes

Pressure loss in the exchanger tube in tube (fig. 1) can be calculated from the relation:

$$\Delta p_C = \Delta p_1 + \Delta p_2 \quad [\text{Pa}], \quad (15)$$

Where: Δp_1 - pressure loss by friction by length and local resistance with longitudinal by - pass of intertubes space [Pa] -by relation (13)

Δp_2 - pressure loss of start - up part with fluid flow skew to tube [Pa],

Value: $\Delta p_2 = 2\psi(\varphi) \cdot \Delta p_{90^\circ}$ [Pa], (16)

kde: Δp_{90° - tlaková strata nábehovej časti pri prúde kolmo ku zväzku rúrok [Pa],
 $\psi(\varphi)$ - opravný súčiniteľ, ktorý je funkciou uhla nábehu prúdenia na zväzok rúrok.

Hodnoty opravného súčiniteľa v závislosti od uhla nábehu φ .

Tab. 4

φ	90°	80°	70°	60°	50°	40°	30°	20°	10°
$\psi(\varphi)$	1,00	1,00	0,95	0,83	0,69	0,53	0,38	0,24	0,15

Zo vzťahu (13) za ekvivalentný priemer d_e dosadzujeme hodnotu (obr. 1):

$$d_e = \frac{4S}{U} = \frac{4\left(\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4}\right)}{\pi d_2 + \pi d_1} = \frac{d_2^2 - d_1^2}{d_2 + d_1} \quad (17)$$

Where: Δp_{90° - pressure loss of start-up part in flow perpendicular to tubes bunch [Pa],
 $\psi(\varphi)$ - corrective coefficient, which is function of angle of start-up flow to tubes bunch.

Values of corrective coefficient

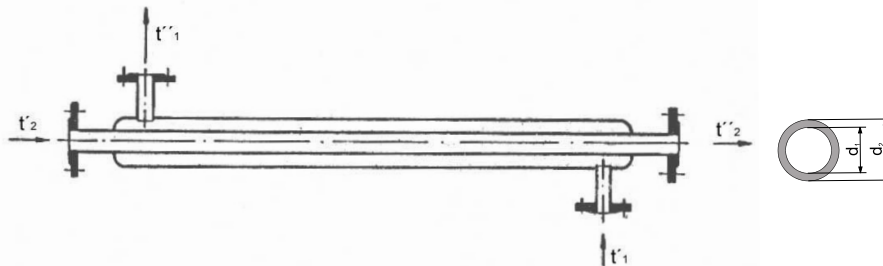
in dependence on the angle of start-up φ .

Tab. 4

φ	90°	80°	70°	60°	50°	40°	30°	20°	10°
$\psi(\varphi)$	1.00	1.00	0.95	0.83	0.69	0.53	0.38	0.24	0.15

Equivalent diameter from the relation (13) is:

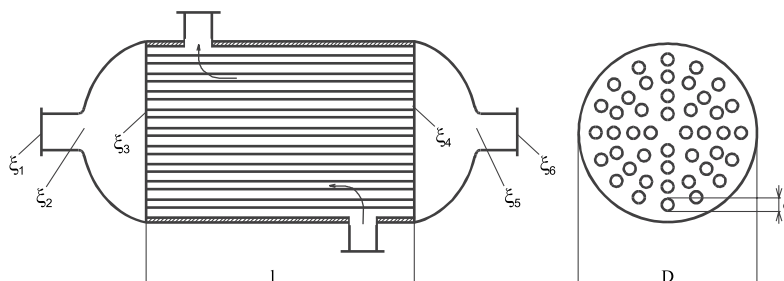
$$d_e = \frac{4S}{U} = \frac{4\left(\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4}\right)}{\pi d_2 + \pi d_1} = \frac{d_2^2 - d_1^2}{d_2 + d_1} \quad (17)$$



Obr. 1 Prúdenie kvapaliny v medzikruhovom priereze
 Fig. 1 Fluid flow in annular section

Pri výmenníku tepla s rúrkovou sústavou so vstavanými usmerňovacími deliacimi plechmi by bolo možné považovať prúdenie na vonkajšej strane rúrok za niekoľkonásobný šikmý prúd s niekoľkonásobným ohybom.

Flow on the outside of the tubes could be considered with a multi-skew flow with a multi-bend in a heat exchanger with built in direct parting plates.



Obr. 2 Výmeník tepla s rúrkovou sústavou
 Fig. 2 Heat exchanger

V tomto prípade je možné považovať prúdenie za pozdĺžne okolo zväzku rúrok so šikmým nábehom a šikmým výstupom. Za ekvivalentný priemer d_e sa potom dosadzuje (obr. 2):

In this case, it can be said that the flow is longitudinal around tubes bunch with skew start-up and skew outlet.

The equivalent diameter d_e in this case is as in the (Fig. 2):

$$d_e = \frac{4S}{U} = \frac{4\left(\frac{\pi D^2}{4} - n\frac{\pi d_2^2}{4}\right)}{\pi D + n\pi d_2} = \frac{D^2 - nd_2^2}{D + nd_2}, \quad (18)$$

kde: n - počet rúrok [-],
 D - vonkajší priemer rúrky [m].

V medzirúrkovom priereze spravidla vychádza laminárne prúdenia ($Re < 2300$) a súčiniteľ trenia λ určíme zo vzťahu (3). Rýchlosť prúdenia kvapaliny w [m.s⁻¹] sa určuje z najužšieho prierezu medzi rúrkami. Pri prúdení kvapaliny kolmo ku zväzku rúrok sa odpor považuje za odpor vzniknutý z miestnych odporov a počíta sa podľa vzťahu:

$$\Delta p = \Sigma \xi \frac{w^2}{2} \rho \quad [\text{Pa}]. \quad (19)$$

Odpovedajúci súčiniteľ miestneho odporu celého výmenníka možno získať zo vzťahu pre striedavé rúrky:

$$\text{pre } S_q / d_2 < S_i / d_2 \quad \xi = (4 + 6,6.m).R_e^{-0,28}, \quad (20)$$

$$\text{pre } S_q / d_2 > S_i / d_2 \quad \xi = (5,4 + 3,4.m)R_e^{-0,28}, \quad (21)$$

$$\text{pre rúrky v zákryte: } \xi = (6 + 9.m) \cdot \left(\frac{S_q}{d}\right)^{-0,23} \cdot R_e^{-0,26}, \quad (22)$$

kde m je počet rúrok za sebou v zákryte v smere prúdenia.

Rýchlosť w - odpovedá najmenšiemu prietokovému prierezu medzi rúrkami. Reynoldsovo číslo sa počíta pre priemernú teplotu kvapaliny a vonkajší priemer rúrky.

Pri určení tlakovej straty v rúrkach, ktoré sa od seba líšia priemerom, a teda aj rýchlosťou prúdenia, určí sa tlaková strata ako súčet strát v jednotlivých úsekoch.

To znamená, že ak je za sebou sériovo zapojených dva alebo viac výmenníkov tepla (obr. 3), celkovú tlakovú stratu vypočítame zo vzťahu (23).

$$d_e = \frac{4S}{U} = \frac{4\left(\frac{\pi D^2}{4} - n\frac{\pi d_2^2}{4}\right)}{\pi D + n\pi d_2} = \frac{D^2 - nd_2^2}{D + nd_2}, \quad (18)$$

where: n - number of tubes [-],
 D - diameter of heat exchanger [m].

Laminar flow is ($Re < 2300$) in intertube diameter.

The coefficient of friction is determined from the relation (3).

The speed of fluid flow w (ms⁻¹) is taken from the lowest section between tubes.

In fluid flow perpendicular to the tubes bunch is the resistance considered as the resistance composed of local resistances. It is calculated from the relation:

$$\Delta p = \Sigma \xi \frac{w^2}{2} \rho \quad [\text{Pa}]. \quad (19)$$

The proper coefficient of local resistance of the whole exchanger can be gained from the relation for alternating tubes:

$$\text{for } S_q / d_2 < S_i / d_2 \quad \xi = (4 + 6,6.m).R_e^{-0,28}, \quad (20)$$

$$\text{for } S_q / d_2 > S_i / d_2 \quad \xi = (5,4 + 3,4.m)R_e^{-0,28}, \quad (21)$$

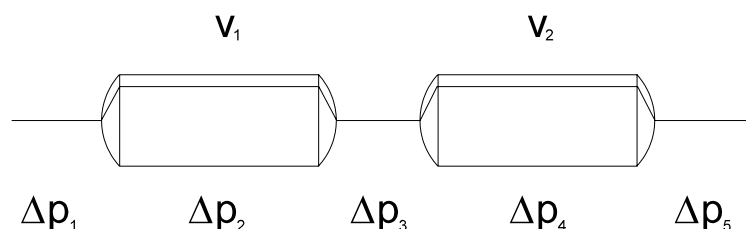
$$\text{for pipes in parallel: } \xi = (6 + 9.m) \cdot \left(\frac{S_q}{d}\right)^{-0,23} \cdot R_e^{-0,26}, \quad (22)$$

where: m is number of tubes placed one by one in lining up in flow direction. Speed refers to the lowest flow section between tubes.

Re is calculated for the average temperature of fluid outside diameter of the tube.

In determination of pressure loss in tubes which are different from each other (diameter, flow speed), pressure loss is determined as the total of losses in individual sections.

That means if two or more heat exchangers are connected in Fig. 3 serial one by one, the total pressure loss is calculated by the relation (23):



Obr. 3 Schéma sériového zapojenia výmenníkov tepla
Fig. 3 Heat exchanger serial schematic diagram

$$\Delta p_C = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \dots + \Delta p_n \quad [\text{Pa}], \quad (23)$$

kde: Δp_C - celková tlaková strata [Pa],
 $\Delta p_1 - \Delta p_5$ - dĺžková a miestna tlaková strata spojovacích potrubí a výmenníkov tepla.

Celková tlaková strata vo výmenníkoch sa počíta cez 1 rúrku (stačí určiť pretečené množstvo a rýchlosť prúdenia cez jednu rúrku). Ak sú výmenníky zapojené paralelne (obr. 4) označuje sa tlaková strata len cez jeden výmenník tepla (V_1), presnejšie len cez jednu rúrku. Predpokladom však je, že oba výmenníky tepla sú rovnakej veľkosti a konštrukcie. Výslednú tlakovú stratu možno potom určiť podľa vzťahu (24).

$$\Delta p_C = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_5 \quad [\text{Pa}]. \quad (24)$$

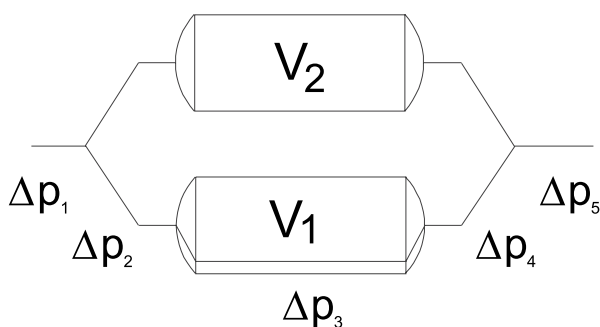
$$\Delta p_C = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \dots + \Delta p_n \quad [\text{Pa}], \quad (23)$$

where: Δp_C - total pressure loss [Pa],
 $\Delta p_1 - \Delta p_5$ - length and local pressure loss of connecting pipelines and heat exchangers.

Total pressure loss in exchangers is calculated through 1 tube (it is enough to determine overflowing quantity and flow speed through one tube).

If exchangers are connected in parallel (Fig.4), the pressure loss is determined only through one heat exchanger (V_1), to be exact - only one tube. Supposing that both exchangers are the same size and construction, the resultant pressure loss is determined by the relation (24).

$$\Delta p_C = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_5 \quad [\text{Pa}]. \quad (24)$$



Obr. 4 Schéma paralelného zapojenia výmenníkov tepla
 Fig. 4 Connection of heat exchangers - parallel

Pomocou takto vypočítanej tlakovej straty môžeme potom dimenzovať ventilátor alebo čerpadlo podľa toho, aké médium preteká výmenníkom tepla.

Rýchlosť prúdenia pretekajúceho média má vplyv na intenzitu prenosu tepla a teda aj na veľkosť teplotnej plochy, náklady na túto plochu a príkony čerpadla alebo ventilátora. Pri malej rýchlosti sa znižuje príkon a teda sa znižujú prevádzkové náklady a zväčšuje sa plocha výmenníka tepla a investičné náklady. Najvýhodnejšia rýchlosť z ekonomického hľadiska je, samozrejme, tá, pri ktorej súčet investičných a prevádzkových nákladov dosahuje najnižšie hodnoty.

Recenzenti: J. Bašta, K. Honner

With pressure loss calculated like this a ventilator or pump can be dimensioned, depending on what medium is flowing in the exchanger.

The flow speed of the flowing medium has independence on heat transfer intensity and also on heat carrying surface size, costs for this surface, and pump and fan power inputs. In low speed, power input is lowered and so operation costs are lower and the surface of heat exchanger and investment costs is increasing. The most appropriate speed from economical point of view is, of course that where the total of investment and operational costs reaches the lowest values.

Reviewed by: J. Bašta, K. Honner

Literatúra - References

- [1] CIKHART, J.: Výmenníky tepla v tepelných sítích, SNTL Praha 1970
- [2] CIHELKA, J.: Vytápění, větrání a klimatizace, SNTL Praha 1985
- [3] GUTKOWSKI, K.: Chladicí technika, SNTL Praha 1982
- [4] KOLÁŘ, V.: Hydraulika průmyslových armatur, SNTL Praha 1979