

Ideální protiproudý výměník tepla a realita.

Ing. Jindřich Tesař, Trmická energetická strojírna s.r.o.

V současné době je na trhu poměrně velký výběr různých typů protiproudých výměníků tepla, lišících se jak svým výkonem tak provedením a tedy i svými tepelnými a hydraulickými vlastnostmi. Většina výrobců v nabídkových katalozích u jednotlivých typů výměníků uvádí velikost teplosměnné plochy a přibližný maximální přenášený tepelný výkon, někdy s údajem středního logaritmického teplotního spádu. Pro ucelenější představu o teplotních vlastnostech výměníku by bylo vhodné uvádět ještě další údaj charakterizující daný výměník. Doporučoval bych, aby tímto údajem byla štíhlost výměníku γ .

Ta by byla definována jako bezrozměrné číslo, kterým je poměr mezi součinem délek primární a sekundární strany teplosměnné plochy ve směru proudění příslušné tekutiny, dělený velikostí této plochy ($\gamma = L_1 L_2 / A$). Jak bude dále ukázáno, protiproudý výměník s větší štíhlostí má nutně při stejné velikosti teplosměnné plochy lepší teplotní vlastnosti a více se tak přibližuje ideálnímu protiproudému výměníku tepla.

Bude proto vhodné si pro další úvahy definovat, jaké vlastnosti bychom požadovali u ideálního výměníku tepla. Ty vlastnosti jsou v podstatě dvě - tepelná a hydraulická:

- 1.) extrémně vysoký součinitel prostupu tepla K
- 2.) velmi nízkou tlakovou ztrátu na primární i sekundární straně výměníku.

Jak se navenek projeví vysoký součinitel prostupu tepla K [$W m^{-2} K^{-1}$]? To je zřejmé z běžně užívané rovnice pro prostup tepla: $Q = A K \Delta t_m$ [W], kde pro daný výkon a danou teplosměnnou plochu zvětšování K vede ke zmenšování středního logaritmického teplotního spádu Δt_m . To se navenek projeví tak, že se teplota t_{22} přiblíží k teplotě t_{11} , nebo teplota t_{12} k teplotě t_{21} , případně nastanou oba případy najednou. U ideálního výměníku by přiblížení daných teplot bylo takové, že by se teploty v podstatě ztotožnily. Znamená to tedy, že pro extrémně vysoké K se Δt_m zmenší k nule.

Jinak řečeno, z celkového teplotního pole o velikosti $t_{11} - t_{21}$, které je na vstupech výměníku k dispozici, bude využito prakticky celých 100%, jako rozdíl teplot $t_{11} - t_{12}$ nebo $t_{22} - t_{21}$ na výstupu.

U reálného výměníku, byť i s vysokým K , je situace komplikovanější. Pro objasnění je nutné se vrátit k teorii protiproudého prostupu tepla přes rovinnou stěnu.

Diferenciální tvar tepelné bilance protiproudého výměníku vyjadřuje množství tepla dQ prošlé teplosměnnou plochou z teplejší tekutiny do chladnější tekutiny na délce dx ve směru proudění tekutiny podél teplosměnné plochy, ve vzdálenosti x [m] od vstupu teplejší tekutiny na teplosměnnou plochu.

$$dQ = C_1 (-dt_1) = C_2 (dt_2) = B K \Delta t_x dx \quad (1)$$

kde C_1 a C_2 [W/K] jsou tepelné kapacity tekutiny, $C = m c_p$, m [kg/sek] je hmotnost průtočného množství, c_p [$J kg^{-1} K^{-1}$] je měrná izobarická kapacita (měrné teplo), B [m] je šířka teplosměnné plochy, $\Delta t_x = (t_1 - t_2) x$ [K] je rozdíl teplot primární a sekundární tekutiny ve vzdálenosti x od počátku a K je součinitel prostupu tepla [$W m^{-2} K^{-1}$].

Integrací výše uvedené soustavy rovnic v mezích odpovídajících začátku a konci teplosměnné plochy (od 0 do L) obdržíme tepelnou bilanci výměníku tepla v integrálním tvaru:

$$Q = m_1 c_{p1} (t_{11} - t_{12}) = -m_2 c_{p2} (t_{21} - t_{22}) = B K \Delta t_m L \quad (2)$$

$$\text{kde střední logaritmický teplotní spád } \Delta t_m = ((t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{21})) / \ln((t_{11} - t_{22}) / (t_{12} - t_{21})) \quad (3)$$

a L je délka teplosměnné plochy.

Výstupní teploty t_{12} a t_{22} obou tekutin určíme v závislosti na zadaných vstupních teplotách t_{11} a t_{21} pomocí protiproudé funkce

$$t_{12} = t_{11} - (t_{11} - t_{21}) F_p \quad t_{22} = t_{21} + (C_1/C_2) (t_{11} - t_{21}) F_p$$

$$\text{kde protiproudá funkce } F_p = (1 - e^{-C_p B K L}) / (1 - (C_1/C_2) e^{-C_p B K L}) \quad \text{kde } C_p = ((1/C_1) - (1/C_2)) \quad (4)$$

V rovnicích (2) a (4) výrazy $B K \Delta t_m L$ a $C_p B K L$ přímo vybízejí k tomu, sloučit do jednoho výrazu $B L = A$ jako velikost teplosměnné plochy v [m^2], což je bezesporu formálně správné.

Jak ale bylo výše uvedeno, řešení rovnice prostupu tepla bylo prováděno jako integrace od začátku do konce teplosměnné plochy a nelze proto u stejné plochy A nahradit úbytek délky L přírůstkem šířky B , i když to ve výsledné rovnici formálně jde. Prostým dosazením této záměny do rovnice se výsledek zdánlivě nezmění. Ve skutečnosti, pokud při stejném m zvětšíme B , nutně dojde ke snížení součinitele prostupu K , který je výraznou funkcí rychlosti proudění c [m/sek].

Jak je možné z Nusseltova kritéria pro turbulentní proudění tekutiny odvodit, platí pro poměr

$$K_b / K_a = (c_b / c_a)^{2/3} = (B_a / B_b)^{2/3} \quad (5)$$

Znamená to tedy, že zvětšení B na dvojnásobek ($B_b = 2 B_a$) vede ke snížení rychlosti tekutiny na polovinu, což se projeví snížením K na 63 % původní hodnoty ($K_b = K_a \cdot 0,5^{2/3} = 0,63 K_a$). Nutno zdůraznit, že vztah (5) platí pro turbulentní proudění a že se rozměr B nesmí zvětšit a následně rychlost proudění c zmenšit natolik, aby turbulentní proudění přešlo v laminární. Jaký má změna velikosti B eventuálně L dopad na výstupní teploty výměníku t_{12} a t_{22} při stejných vstupních teplotách t_{11} a t_{21} , to je možné odvodit z předchozích rovnic a ukázat na přiloženém grafu průběhu teplot (obr. 1) modelového výměníku.

Ve všech případech má: $t_{11} = 100$ °C, $t_{21} = 0$ °C, $C_1/C_2 = 3$, $C = m c_p = 1$. Pokud je K [$kW m^{-2} K^{-1}$] je následné Q [kW]

- A.) Jako základní je uvažován výměník se šířkou $B = 1m$ a délkou $L = 1m$, $A = 1 m^2$, štíhlost $\gamma = 1$, $K = 1,5$.
Výpočtem dostaneme: $t_{12} = 27,95$ °C, $t_{22} = 24,02$ °C, $\Delta t_m = 48,03$ °C, $Q = 72,05$

B.) $B = 2\text{m}$, $L = 1\text{m}$, $A = 2\text{m}^2$, $\gamma = 0,5$, výpočtem dle (5) je $K = 0,95$
 Výsledné hodnoty: $t_{12} = 20,73\text{ }^\circ\text{C}$, $t_{22} = 26,42\text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta t_{\text{ln}} = 41,72\text{ }^\circ\text{C}$, $Q = 79,23$

C.) $B = 1\text{m}$, $L = 2\text{m}$, $A = 2\text{m}^2$, $\gamma = 2$, zůstává původní $K = 1,5$
 Výsledné hodnoty: $t_{12} = 9,44\text{ }^\circ\text{C}$, $t_{22} = 30,18\text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta t_{\text{ln}} = 30,18\text{ }^\circ\text{C}$, $Q = 90,55$

Porovnáme-li dosažené teploty na výstupu z výměníku, pak v případě:

- A) se k sobě přiblížily teploty t_{21} a t_{12} na cca $28\text{ }^\circ\text{C}$, to znamená že z celkového teplotního pole $t_{11} - t_{21} = 100\text{ }^\circ\text{C}$ bylo využito $t_{11} - t_{12} = 72\text{ }^\circ\text{C}$, to je 72 %.
- B) se k sobě přiblížily teploty t_{21} a t_{12} na cca $21\text{ }^\circ\text{C}$, to znamená že z celkového teplotního pole $t_{11} - t_{21} = 100\text{ }^\circ\text{C}$ bylo využito 79 %.
- C) se k sobě přiblížily teploty t_{21} a t_{12} na cca $9,4\text{ }^\circ\text{C}$, to znamená že z celkového teplotního pole $t_{11} - t_{21} = 100\text{ }^\circ\text{C}$ bylo využito 90,6 %.

Velice názorně je to vidět na přiloženém grafu průběhu teplot u jednotlivých výměníků A až D

Křivka B pak mimo to také odpovídá průběhu teplot dvou paralelně spojených výměníků A a křivka C pak dvěma sériově zapojeným výměníkem A.

Pro názornost pak průběh křivek D představuje výměník, který má rozměry výměníku A, ale má 4 x větší součinitel prostupu tepla K (v daném demonstračním případě $K = 6$). Je zřejmé, že tento výměník se prakticky blíží k ideálnímu protiproudému výměníku tepla ($t_{12} - t_{21} = 1,23\text{ }^\circ\text{C}$, $Q = 98,77$) a využívá teplotní pole na 98,8%.

Jak bylo výše uvedeno, je součinitel prostupu tepla výraznou funkcí rychlosti proudění tekutiny. Se čtvercem rychlosti ale roste kinetická energie tekutiny a tedy také hydraulická ztráta mezi vstupem a výstupem tekutiny z výměníku. Větší hydraulická ztráta je tedy nutná daň za vyšší součinitel prostupu tepla u libovolného rekuperačního výměníku tepla. Obdobně prodloužení dráhy přestupu tepla L vede k lineárnímu zvětšení tlakové ztráty. Naopak zvětšení B vede k poklesu tlakové ztráty a to se druhou mocninou.

Z toho všeho plyne, že komerční údaj o velikost plochy pro sdílení tepla, eventuelně výkonový údaj, mají příliš malou vypovídací schopnost o vlastnostech výměníku. Dále je zřejmé, že pokud se má reálný protiproudý výměník tepla svými teplotními vlastnostmi přiblížit ideálnímu výměníku tepla, pak to nemůže být výměník s malou štíhlostí γ . Na daný fyzikální děj můžeme nahlížet také tak, že při zachování stejné rychlosti proudění a tedy stejného K je pro přiblížení se k sobě teplot $t_{22} \rightarrow t_{11}$ a $t_{12} \rightarrow t_{21}$ nutné prodloužit dobu, po kterou k předávání tepla mezi oběma tekutinami dochází. Zcela názorné bude toto tvrzení v případě, kdy v rovnicích (4) nahradíme délku L rychlostí tekutiny c a časem τ : $L = c \tau$. Exponent v rovnici a tedy i celý fyzikální děj je exponenciální funkcí času τ ve tvaru $F_p = (1 - e^{-C_p B K c \tau}) / (1 - (C_1/C_2) e^{-C_p B K c \tau})$.

Pokud se podíváme na konkrétní typy a konstrukce protiproudých výměníků tepla je zřejmé, že zvětšování rozměru B nečiní žádné potíže. A to jak u deskových tak u trubkových (šroubovicových) výměníků. Konstrukce deskových výměníků přímo vychází z paralelního řazením desek vedle sebe, pro dosažení celkové požadované velikosti teplosměnné plochy. U šroubovicových výměníků se téhož dosahuje přidáváním dalších vrstev trubiček stočených do šroubovic. Zjevná potíž je s možností, jak prodloužit délku teplosměnné plochy L . U deskových výměníků je tato délka dána délkou konkrétní desky a jejich případné sériové propojování je pro svoji komplikovanost méně užívané. U šroubovicových výměníků je délka trubičky stočené do šroubovice omezena mnohem méně a především jinými důvody, než je konečný rozměr výměníku. Běžně je proto jejich délka několikrát větší než je délka L u deskových výměníků. Z toho ale jednoznačně plyne, že štíhlost běžných šroubovicových výměníků tepla je mnohem větší než u běžných výměníků deskových. Z tohoto faktu si jistě každý ze zájemců o tuto problematiku udělá vlastní závěry.

Úvahy o tom, nakolik je dobré, aby se teplotní parametry konkrétně použitelného protiproudého výměníku tepla maximálně přiblížily výměníku ideálnímu, ty ponechám také na uživateli. Je celkem snadné dokázat, že v mnoha případech jsou právě teplotní parametry použitého výměníku tím faktorem, který rozhodujícím způsobem určuje technickou kvalitu konečného výrobku, ve kterém je protiproudý výměník tepla použit.

