

Nový způsob výpočtu rekuperačního výměníku tepla

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

Rád bych tímto svým příspěvkem blíže seznámil širokou odbornou veřejnost s problematikou návrhu a výpočtu pracovního bodu rekuperačních (protiproudých a souprroudých) výměníků tepla. Tato problematika je v mnoha případech chápána velmi zkráceně a značně zkrácené pochopení fyzikální podstaty potom vede k nepřilíh zdařilé aplikaci konkrétního typu a velikosti výměníku tepla.

Aby byly objasněny širší souvislosti fyzikálního procesu při předávání tepla ve výměníku, není možné se obejít bez matematického aparátu ke zdůvodnění jednotlivých dějů, ke kterým ve výměníku dochází. Za to se omlouvám praktikům v oboru, kterým může být tato úvodní část článku méně pochopitelná. Bez ní by ale moje další tvrzení mohla být chápána jako nepodložená.

A teď k vlastní problematice.

Doposud se, při výpočtech tepelných vlastností rekuperačních výměníků tepla, prováděl výpočet obvykle podle výsledků řešení diferenciální rovnice $dQ_x = C_1 (-dt_1)_x = C_2 (dt_2)_x = B K \Delta t_x dx$, (1). Tento diferenciální tvar tepelné bilance souprroudého i protiproudého výměníku vyjadřuje množství tepla dQ_x 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. 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 teplejší a studenější tekutiny ve vzdálenosti x od počátku a K je součinitel prostupu tepla [W m⁻² K⁻¹]. Aby byla soustava rovnic (1) klasickým matematickým způsobem řešitelná, je nutné udělat některé zjednodušující předpoklady. Tím zásadním zjednodušením je to, že tepelné kapacity c_{p1} a c_{p2} a také součinitel prostupu tepla K považujeme za konstanty, neměníci se po celé délce teplosměnné plochy, podél které provádíme integraci.

Následně integraci výše uvedenou soustavu rovnic (1) v mezích odpovídajících začátku a konci teplosměnné plochy (od 0 do L) obdržíme tepelnou bilanci výměníku tepla v integrálním tvaru:

$Q = m_1 c_{p1} (t_{11} - t_{12}) = -m_2 c_{p2} (t_{21} - t_{22}) = B K \Delta t_m L$ (2), kde střední logaritmický teplotní spád $\Delta t_m = ((t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{21})) / \ln((t_{11} - t_{22}) / (t_{12} - t_{21}))$ (3). L je délka teplosměnné plochy. Po převedení součinu $BL = A$, kde A je velikost teplosměnné plochy [m²], dostáváme známou rovnici ve tvaru $Q = A K \Delta t_m$.

Výstupní teploty t_{12} a t_{22} obou tekutin určíme v závislosti na zadaných vstupních teplotách t_{11} a t_{21} pomocí souprroudé nebo protiproudé funkce: $t_{12} = t_{11} - (t_{11} - t_{21}) F_{s,p}$ a $t_{22} = t_{21} + (C_1/C_2) (t_{11} - t_{21}) F_{s,p}$

kde souprroudá funkce $F_s = (1 - e^{-C_s B K L}) / (1 + (C_1/C_2))$, kde $C_s = ((1/C_1) + (1/C_2))$

a protiproudá funkce $F_p = (1 - e^{-C_p B K L}) / (1 - (C_1/C_2) e^{-C_p B K L})$, kde $C_p = ((1/C_1) - (1/C_2))$. (4)

Teploty t_{1x} a t_{2x} jsou tedy funkcí x v rozsahu od 0 do 1 (L) a takto nalezené průběhy teplot, jakožto exponenciální funkce x , je samozřejmě možné pro názornost vynést do grafu $t_{1,2} = f(x)$.

Teploty jsou: t_{11} je vstupní teplota a t_{12} je výstupní teplota teplejší tekutiny, t_{21} a t_{22} pak chladnější tekutiny.

Je dobré si povšimnout toho, že na levé straně rovnice (2) se jedná o výraz pro tepelnou bilanci výměníku, vztaženou na jeho ochlazovanou a následně na ohřívanou stranu, a na pravé straně rovnice o vztah vyjadřující přestup tepla.

Termodynamické vlastnosti obou tekutin, které jsou použity jak pro výpočet tepelné bilance (c_p) tak pro výpočet přestupu tepla mezi příslušnou kapalinou a teplosměnnou plochou a následně celkového K , se určují z průměrných teplot, obvykle nazývaných referenčních. Referenční $t_{1 ref} = (t_{11} + t_{12}) / 2$ a $t_{2 ref} = (t_{21} + t_{22}) / 2$. Obdobně jsou tyto průměrné teploty použity pro určení velikostí konstant pro výpočet hydraulických poměrů ve výměníku. Výpočet hydraulických poměrů, tedy tlakové ztráty proudících tekutin, je v takovémto případě další náležitostí, kterou je nutné výpočtem nalézt.

Na výměník je, jak bylo výše uvedeno, pohlíženo jako na jeden celek, u kterého jsou termodynamické vlastnosti příslušné kapaliny po celé délce teplosměnné plochy konstantní. Případný rozdíl mezi ochlazováním a ohříváním se řeší zavedením pomocné konstanty (η_1/η_2 - to je poměr viskozit) do výpočtu.

Pracovní bod výměníku tepla se následně nalezne iteračním postupem, kdy se změnou některé teploty (obvykle teploty t_{12}) hledá stejný výkon z rovnic tepelné bilance a rovnice přestupu tepla. Některé výpočtové programy se iteračnímu výpočtu vyhýbají a poměr mezi výkonem vycházejícím z rovnice přestupu tepla a výkonové bilance uvádějí v % jako výkonovou rezervu.

Výše naznačené řešení diferenciální rovnice (1) ale fyzikální realitu značně zjednodušuje. Předně v tepelné bilanci není c_p konstantní, ale je funkcí teploty. Přesné řešení této rovnice by proto bylo ve tvaru: $Q_1 = \int m_1 C_1 (-dt_1)$ v mezích od T_{11} do T_{12} . Přesnější popis funkce $c_p = f(t)$ je alespoň funkcí 2 stupně a jeho integrál by dal poměrně složitý vztah. Znalost této funkce by nám ale stejně nebyla moc platná, protože pro řešení soustavy rovnic (1) je nutné vyjádřit C_p a stejně tak K jako funkci x , tedy $c_{px} = f(x)$ a $K_x = f(x)$. Substitucí $f(x) = f(t)$ nemůžeme použít, protože inverzní funkci $f(t) = f(x)$ teprve hledáme jako kýžený výsledek.

K dalšímu našemu výpočtu je proto mnohem snazší a především přesnější, v soustavě rovnic (2) na levé straně množství tepla v tepelné bilanci vyjádřit jako součin průtočného množství a rozdílu entalpií pro vstupní a výstupní teploty. Tedy $Q_1 = m_1(h_{11}-h_{12}) = Q_2 = m_2(h_{22}-h_{21})$ (5). Tímto způsobem dostaneme levou stranu soustavy rovnic (1) definovanou jednoduše a především číselně naprosto přesně.

Pravá strana rovnice (1) je nadále dána integrálem od 0 do L funkce $B (K, \Delta t_x) dx$. I kdybychom pro jednoduchost položili $K_x =$ konstantní hodnotě pro vhodnou referenční teplotu, k řešení rovnice ale dále potřebujeme znát průběh funkce $\Delta t_x = f(x)$, kterou neznáme. Problém můžeme zjednodušit tak, že ze známé závislosti $h_{12} = f(t_{12})$ a

$h_{22} = f(t_{22})$ zpětně nalezneme teploty t_{12} a t_{22} a následně ze vstupních a výstupních teplot určíme Δt_{in} . Následně integrál na pravé straně rovnice (1) vypočítáme podle původního postupu pro konstantní K a takto nalezeného Δt_{in} . Tento postup byl volen u našich doposud používaných výpočtových programů.

Je zřejmé, že jak původní tak i tento naznačený způsob výpočtu má postačující přesnost pouze za předpokladu, že je změna teplot a tím i termodynamických vlastností tekutin malá, a tudíž je i malá změna K . Nepomohlo by ani to, kdyby byla tato změna lineární, a pro střední teplotu že se přírůstek hodnoty K pro jednu krajní teplotu vykompenzuje poklesem pro druhou krajní teplotu. V integrálu je totiž součin ($K_x \Delta t_x$), a tak by toto případné vykompenzování bylo možné jen v případě, že bude Δt_x konstantní, a to je případ zcela výjimečný. U výměníků kapalina – kapalina, které pracují s menšími rozdíly teplot, není změna K s teplotou, a tedy změna K_x podél teplosměnné plochy tak výrazná. Je proto možné, byť i s určitými výhradami, tento způsob výpočtu přijmout. Zásadní potíží ale nastane již v případě, kdy změnou teploty kapaliny dojde ke změně mezi laminárním a turbulentním prouděním. Již v tomto případě je jasné, že vztáhnout na celý výměník rovnice přestupu tepla pro jeden druh proudění (laminární nebo turbulentní ?) povede ke zcela rozdílným výsledkům. Je nutné si plně uvědomit, že přestup tepla při laminárním proudění kapaliny je popsán zcela jinými rovnicemi nežli u proudění turbulentního a má výrazně menší hodnotu α . A jestliže na vstupu horké kapaliny je spolehlivě turbulentní proudění a na jejím chladném výstupu zase spolehlivě laminární proudění, podle jakých rovnic řešit výměník jako celek ? Pokud volíme postup podle toho co vychází z referenční teploty, mají výsledky nespojitost a to vede k tomu, že iterací nejde nalézt řešení soustavy rovnic (2). Z této úvahy je zřejmé, že některá zjednodušení mají svoje hranice, které by se neměli překračovat

V žádném případě ale nemůže platit konstantní K pro výměníky s kondenzujícími parami, případně vroucí kapalinou, kde jsou zásadně jiné termodynamické vlastnosti kondenzující páry a její kapaliny (kondenzátu). Jak výpočtem v konkrétních případech vychází, pohybuje se součinitel přestupu tepla α pro kondenzující vodní páru příkladně okolo hodnoty 50 000 W/m²K a u kondenzátu z této páry bezprostředně vzniklého, který je dále ochlazován, je součinitel při turbulentním proudění okolo 700 W/m²K. Je tedy zcela evidentní, že vztáhnout součinitel α pro kondenzující páru na celý výměník je zjednodušení zcela nevhodné, naprosto neodpovídající realitě.

Řešení celého problému je teoreticky jednoduché, a vychází opět z původní diferenciální rovnice (1). Je ale nutné plně respektovat zásadní fakt, že součinitel prostupu tepla K konstantou není, ale že je funkcí x , tedy že je K_x . Stejně tak že je funkcí x také Δt_x .

Přímá integrace soustavy rovnic $Q_1 = m_1(h_{11}-h_{12}) = Q_2 = m_2(h_{22}-h_{21}) = \int B (K_x \Delta t_x) dx$ v mezích od 0 do L klasickou metodou, to znamená nalezením primitivní funkce, není pochopitelně možná. Tak je nutné jejich řešení nalézt jiným způsobem. V tomto konkrétním případě pomocí metody výpočtu, která je naším Know-how. Tomuto postupu v zásadě nic nebrání a to je také podstatou nových výpočtových programů, které má autor k dispozici pro šroubovicové (někdy nazývané spirálové) výměníky tepla typu VTX, VTM a VTB z výrobního programu Trmické energetické strojírný s.r.o.

Tyto výpočtové programy by bylo vhodnější považovat za matematické modely výměníků. Umožňují určit teploty a tlaky v libovolném místě výměníku tepla, včetně ostatních výpočtových hodnot vztahujících se k libovolnému místu teplosměnné plochy, jako je hodnota Re , součinitele přestupu i prostupu tepla, měrného zatížení atd. Výpočet je samozřejmě možný pro teplejší stranu jak v trubkách výměníku tak v pláštích a pro zapojení protiproudé i souproudé. Ohřívat je možné vedle vody řadu dalších kapalin, vodních směsí (glykoly apod.) a plynů. Kondenzovat může samozřejmě voda a zatím některé vybrané freony.

Nalezené výsledky jsou potom uvedeny na podrobném protokolu a dále ve formě grafů. Protokol pro níže uvedené zadání je na obrázku č.1. Je nutné si uvědomit několik zásadních změn, kterými se výsledky na protokolu liší od výsledků nalezených u původních (klasických) výpočtů. Předně, průměrné hodnoty termodynamických vlastností tekutin jsou vypočítány jako průměr jejich součtu podél příslušné teplosměnné plochy. Abych se vyjádřil matematicky přesně, je to hodnota určitého integrálu $1/L \int f(x) dx$ v mezích od 0 do L příslušné $f(x)$. Střední logaritmický teplotní spád není logicky definovatelný, protože průběhy teplot nejsou exponenciální funkcí x a střední logaritmický teplotní spád postrádá tedy smysl, přestože numericky ho je možné ze vstupních a výstupních teplot vyčíslit. Vyčíslen je ale průměrný teplotní spád, což je ale zcela něco jiného než střední logaritmický teplotní spád. Opět se jedná o průměr součtu rozdílů teplot podél teplosměnné plochy, daný integrálem $1/L \int \Delta t_x dx$ v mezích od 0 do L .

Také potom neplatí že $Q = B K \Delta t_{in} L$. Samozřejmě že také nemůže platit, že součin středního teplotního spádu, středního součinitele prostupu tepla a velikost teplosměnné plochy dává celkový výkon výměníku. Platí tedy že $Q \neq B K_{stř} \Delta t_{stř} L$ Celkový výkon je, jak bylo výše uvedeno, dán speciálním numerickým řešením integrálu funkce $f(x) = B K_x \Delta t_x dx$, jehož výsledkem je $Q = \int Q_x dx = \int B K_x \Delta t_x dx$, s integrací v mezích od 0 do L . Je vhodné upozornit i na to, že metoda umožňuje řešení integrálu i v případě, kdy není B konstanta. To znamená, že i B může být funkcí x . Tedy je možný i výpočet pro $Q = \int B_x K_x \Delta t_x dx$. To je velmi významné pro speciální druhy výměníků tepla.

Velmi užitečné je grafické znázornění průběhu jednotlivých veličin podél teplosměnné plochy. Tyto grafy mají až neuvěřitelně vysokou vypovídací schopnost. Program umožňuje, a to především pro jeho názornost, ponechat skokové změny v součiniteli přestupu tepla při přechodech mezi laminárním a turbulentním prouděním. Pro konečné použití výpočtů je možné a také vhodné, tyto skokové změny linearizovat v rozsahu Re 2300 až 3300, kdy lineárně přechází jeden součinitel tepla ve druhý.

Za zmínku ještě stojí porovnání výsledků získaných novým výpočtem s výsledky měření, provedených na výměnících ve zkušebně. Je možné konstatovat dobrou shodu mezi takto získanými údaji o tepelném výkonu, nalezené teplotě t_{12} a tlakových ztrátách na straně pláště i trubek.

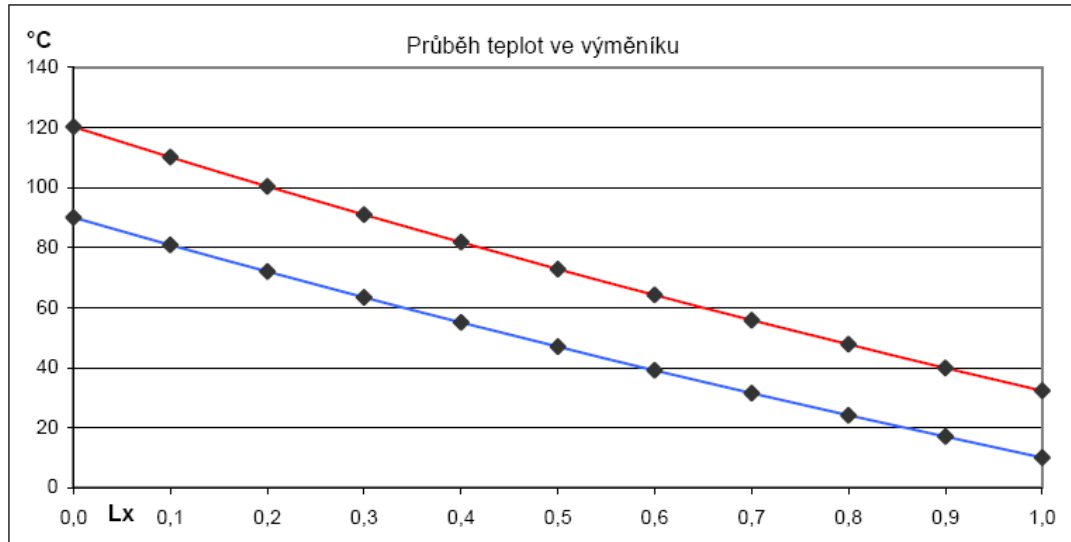
Rozdíly mezi původním a novým způsobem výpočtu je možné posoudit na dále uvedeném příkladu a na k němu přiložených grafech, pro následující zadání:

Výměník vodní pára – voda, zapojení protiproudé, pára v trubičkách – ohřívána voda v plášti, regulace výkonu na straně kondenzátu, tedy zaplavením, výměník VTX2, $A = 1,2 \text{ m}^2$.

Červeně je vynesena graf teplé strany, modře studené strany.

Zadání: $Q = 100 \text{ kW}$, $P1 = 200 \text{ kPa}$ a odtud $T_{11} = 120,21 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{21} = 10^\circ\text{C}$, $T_{22} = 90^\circ\text{C}$, a odtud $m_2=0,2986 \text{ kg/sek}$, V prvním případě, pro klasický způsob výpočtu pro nalezené konstantní $K = 3,202 \text{ kW/m}^2\text{K}$ dostáváme $T_{12} = 32,24 \text{ }^\circ\text{C}$, $m_1=0,0389 \text{ kg/sek}$, $\Delta t_{ln} = 26,025 \text{ K}$. Reynoldsovo číslo vztažené na celý výměník je 2339. Proudění je tedy uvažováno turbulentní.

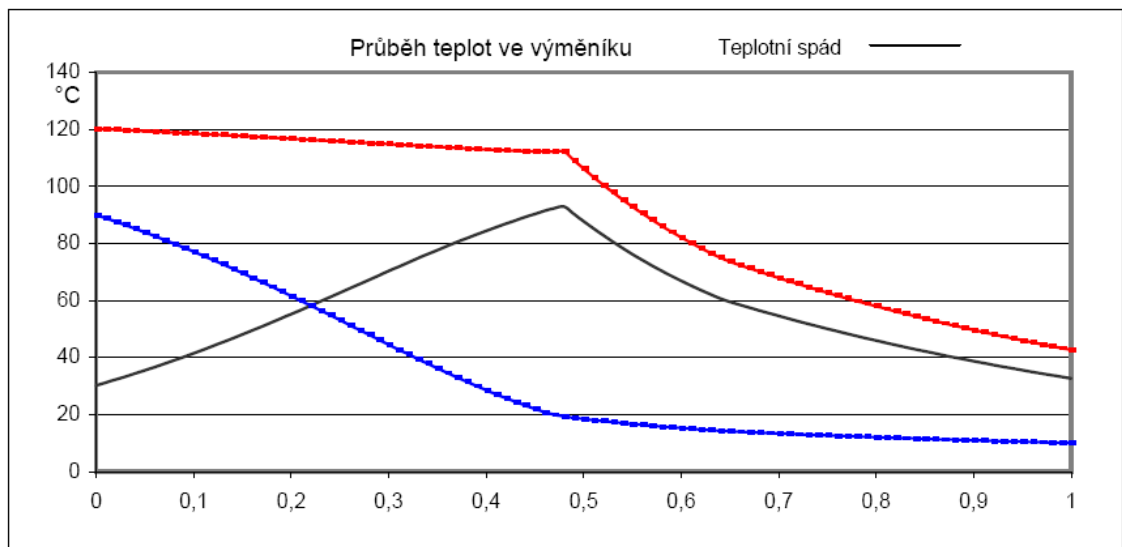
Průběh teplot podél teplosměnné plochy ve výměníku je exponenciální a je znázorněn na grafu 1. Znovu proto zdůrazňuji, že takovýto průběh teplot ve výměníku je při tomto způsobu výpočtu **předpokládán!**



graf 1

Při novém způsobu výpočtu dostaneme pro stejné zadání $T_{12} = 42,66 \text{ }^\circ\text{C}$, $m_1=0,0396 \text{ kg/sek}$, střední hodnota $K = 1,693 \text{ kW/m}^2\text{K}$. Střední teplotní spád $57,66 \text{ K}$. Podrobný protokol je na obrázku 1. Jeho vypovídací schopnost není nijak veliká, na rozdíl od přiložených grafů.

Průběh teplot podél teplosměnné plochy ve výměníku je na dalším grafu 2.



graf 2

Na první pohled je zřejmé, že výše uvedené **skutečné** průběhy teplot nemají s původním předpokládaným exponenciálním průběhem nic společného, mimo krajních teplot ze zadání. Na následujících grafech jsou pak znázorněny průběhy dalších jednotlivých veličin.

Na grafu 2 průběhu teplot je vidět postupný pokles teploty kondenzace z původní teploty syté páry 120,12 °C na teplotu 112,20°C, ve vzdálenosti 0,48 L. Pokles teploty kondenzace je způsoben poklesem tlaku syté páry vlivem tlakové ztráty při jejím proudění v trubičkách výměníku.

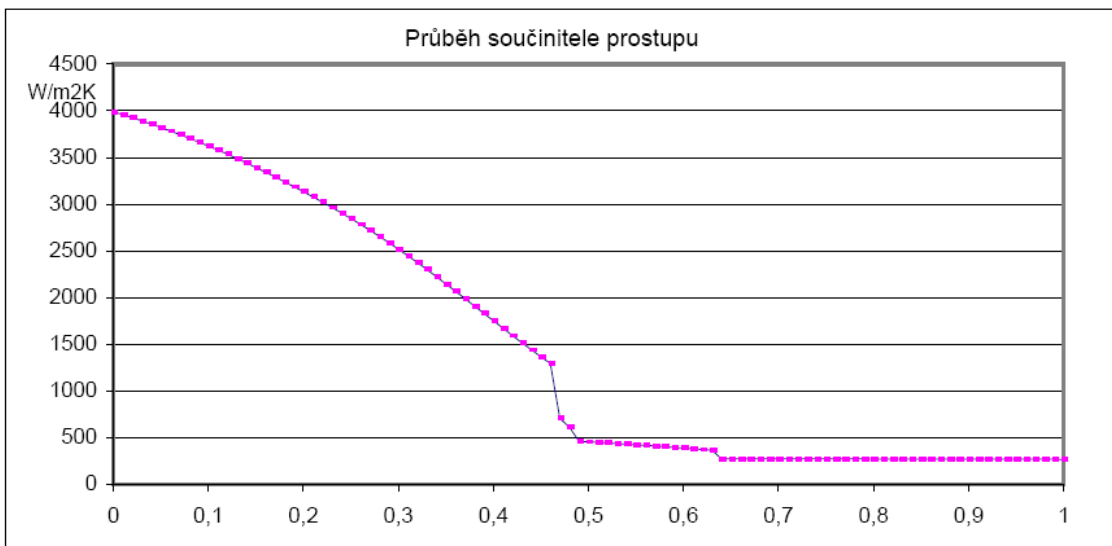
Na grafu 4 průběhu součinitele prostupu tepla jsou zřejmé zlomy. První zlom je na 0,46 L. Je způsoben změnou laminárního proudění v turbulentní u ohřívání vody. To se projeví i zlomem strmosti na grafu průběhu teploty ohřívání vody. Druhý zlom na 0,49 L je způsoben ukončením kondenzace a ve směru proudění kondenzátu začíná jeho ochlazování z původní počáteční teploty 112,20°C po ukončení kondenzace na konečnou teplotu 42,66 °C. Poslední zlom na 0,64 L je způsoben přechodem turbulentního proudění na laminární u chladnoucího kondenzátu.

Je také zřejmé, jak s teplotou ohřívání vody stoupá součinitel prostupu tepla z hodnoty cca 250 W/m²K pro teplotu cca 20 °C na hodnotu cca 4000 W/m²K pro teplotu 90 °C. Pokud uvažíme, že jsme při původním způsobu výpočtu uvažovali s konstantním $K = 3,202 \text{ kW/m}^2\text{K}$, je zřejmé, že jsme byli hodně vedle.

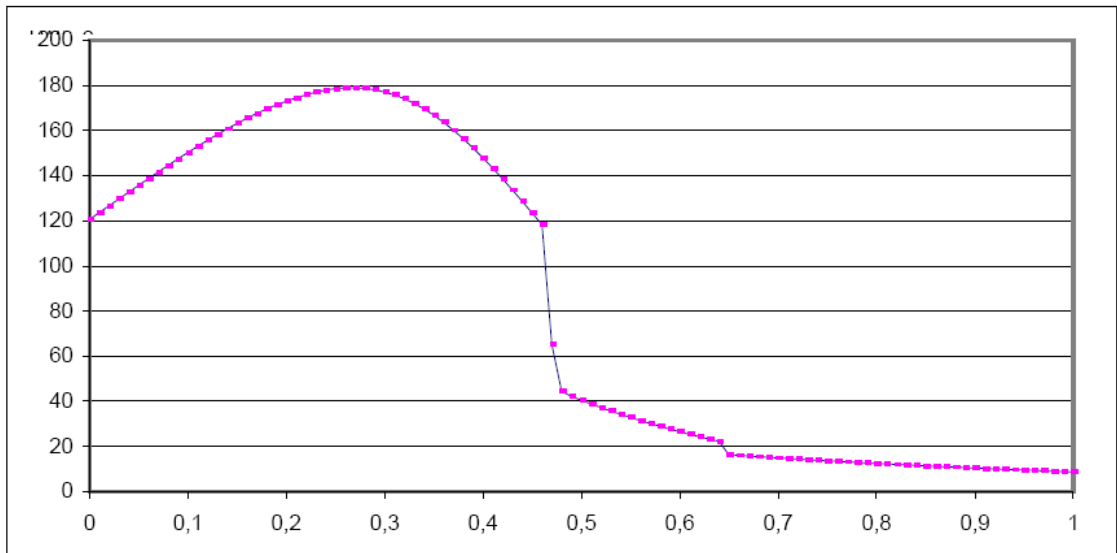
Z dalšího grafu průběhu měrného výkonu je zřejmé, že největší měrné zatížení je na 0,27 L a dosahuje hodnoty 180 kW/m². V případě, že nebude ohřívání vody dostatečně změkčeno, je možné očekávat v tomto místě a jeho okolí největší zanášení kotelním kamenem. Plocha pod grafem měrného výkonu odpovídá celkovému přenesenému výkonu Q , protože $Q = \int Q_x dx$ od 0 do L.



graf 3



graf 4

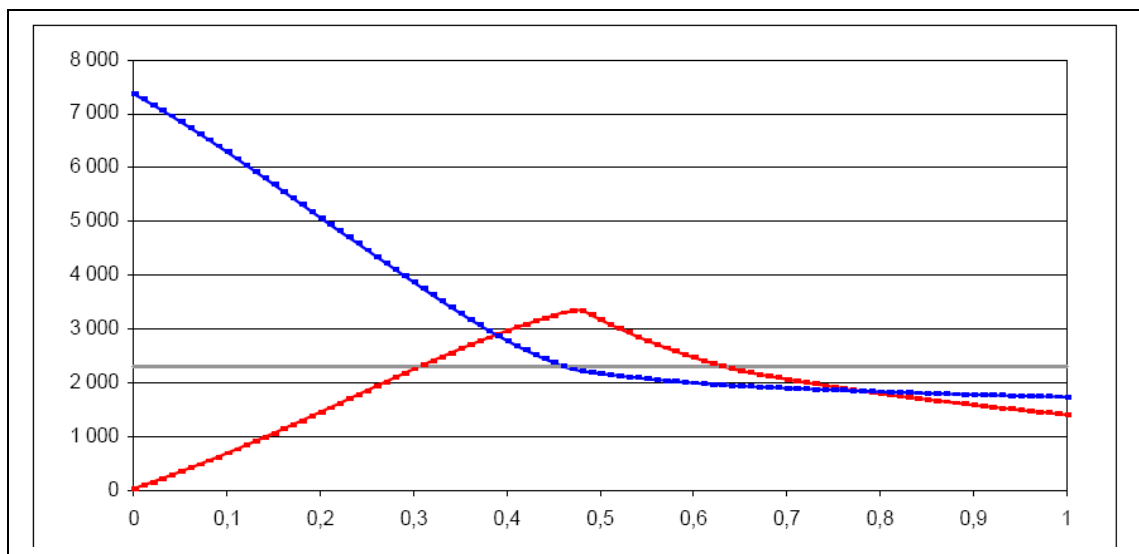


graf 5

Na grafu 6 průběhu Re je černě vynesena čára pro Re kritické = 2300. Pro větší hodnotu Re je počítáno s prouděním turbulentním, pro menší Re s prouděním laminárním.

Porovnáme-li graf průběhu teplot u klasického způsobu výpočtu s grafem nového výpočtu je zřejmé, že použité zjednodušující předpoklady celý původní výpočet zcela degradují a výsledkem je něco zcela odlišného, nežli je skutečný průběh teplot a ostatních veličin ve výměníku.

Graf průběhu součinitele prostupu tepla ve spojení s grafem průběhů Reynoldsova čísla Re mají mimořádně vysokou vypovídací schopnost o tom, k čemu v jednotlivých částech výměníku dochází.



graf 6

Výpočet pro výměník VTX 2
podrobný protokol pro škrčení na straně kondenzátu

páry kapaliny: vody	teplá strana v trubičkách		zapojení protiproudé		studná strana v plášti	
Vstupní hodnoty energetické bilance						
pára:	P11	200,0 kPa			kapalina: voda	
vstup	T11	120,21 °C			vstup T21	10,00 °C
entalpie	i11	2706,91 kJ/kg			entalpie i21	41,99 kJ/kg
výstup	T12	42,65 °C			výstup T22	90,00 °C
entalpie	i12	178,51 kJ/kg			entalpie i22	376,93 kJ/kg
rozdíl entalpií	di1	2528,40 kJ/kg			rozdíl entalpií di2	334,94 kJ/kg
hmotnostní průtok	m1	0,0396 kg/s			hmotnostní průtok m2	0,2986 kg/s
		142,4 kg/hod				1 074,8 kg/hod
		požadovaný výkon	100,00 kW			
		střední log. teplotní spád	31,415 °C			
		požadovaný celkový součinitel prostupu tepla	2,653 kW / m2K			

Výsledné hodnoty z rovnic přestupu tepla					
vstup T11	120,21 °C		vstup T21	10,00 °C	
výstup T12	42,66 °C		výstup T22	90,01 °C	
hmotnostní průtok m1	0,0396 kg/s		hmotnostní průtok m2	0,2986 kg/s	

střední hodnota termodynamických vlastností:

střední hodnota pro :

	pára	kondenzát
teplota	117,13	67,36 °C
tenze par	154,19	36,84 kPa
měrná váha	1,006	978,76 kg/m3
měrný objem	993,88	1,022 dm3/kg
měrné teplo	2,111	4,195 kJ/kgK
výparné teplo	2 235,83	2340,875 kJ/kg
entalpie	2 727,32	282,03 kJ/kg
tepelná vodivost	0,026	0,658 W/mK
teplotní vodivost	1,242E-05	1,602E-07 m2/s
dynamická viskozita	1,277E-05	4,372E-04 Pa s
kinematická viskozita	1,269E-05	4,467E-07 m2/s
Prantlovo číslo	1,0	2,8
objemový průtok vstup	35,0	l/s
objemový průtok výstup		0,0418 l/s
rychlosti tekutin vnitřní	108,24	0,10 m/s
vstupní hrdlo	22,74	m/s
výstupní hrdlo		0,027 m/s
tlaková ztráta	45,76	0,17 kPa
tlak na výstupu kondenzátu		154,07 kPa
Reynoldsovo číslo	58 306	1 916
Nusseltovo číslo	373,2	6,30
koef. přestupu tepla	37,629	0,62 kW / m2K

střední hodnota termodynamických vlastností:

střední hodnota mezi T21 a T22

teplota	33,15 °C
tenze par	11,910 kPa
měrná váha	0,992 kg/dm3
měrný objem	1,008 dm3/kg
měrné teplo	4,189 kJ/kgK
výparné teplo	2 422,09 kJ/kg
entalpie	138,86 kJ/kg
tepelná vodivost	0,617 W/mK
teplotní vodivost	1,487E-07 m2/s
dynamická viskozita	9,007E-04 Pa s
kinematická viskozita	9,044E-07 m2/s
Prantlovo číslo	6,1
objemový průtok vstup	0,299 l/s
objemový průtok výstup	0,309 l/s
rychlosti tekutiny vnitřní	0,48 m/s
vstupní hrdlo	0,194 m/s
výstupní hrdlo	0,201 m/s
tlaková ztráta	1,21 kPa
Reynoldsovo číslo	3 221
Nusseltovo číslo	15,2
koef. přestupu tepla	2,029 kW / m2K

faktor znečištění 0,000 m2K / kW

celkový střední koef. prostupu 1,493 kW / m2K

střední teplotní spád 57,661 °C

teplosměnná plocha 1,2 m2

přenášený tepelný výkon 100,00 kW

nesoulad zadání a výsledku 0,0 %

zpracovatel: Trmická energetická strojírna s.r.o.
V Lánech 229
403 40 Ustí nad Labem

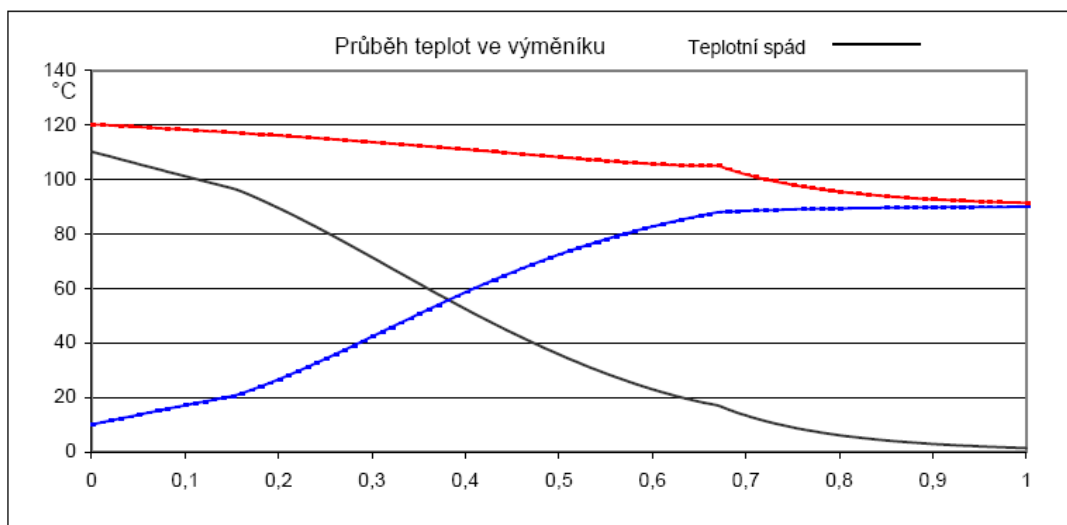
datum: 30.4.2008

Ing. Tesař

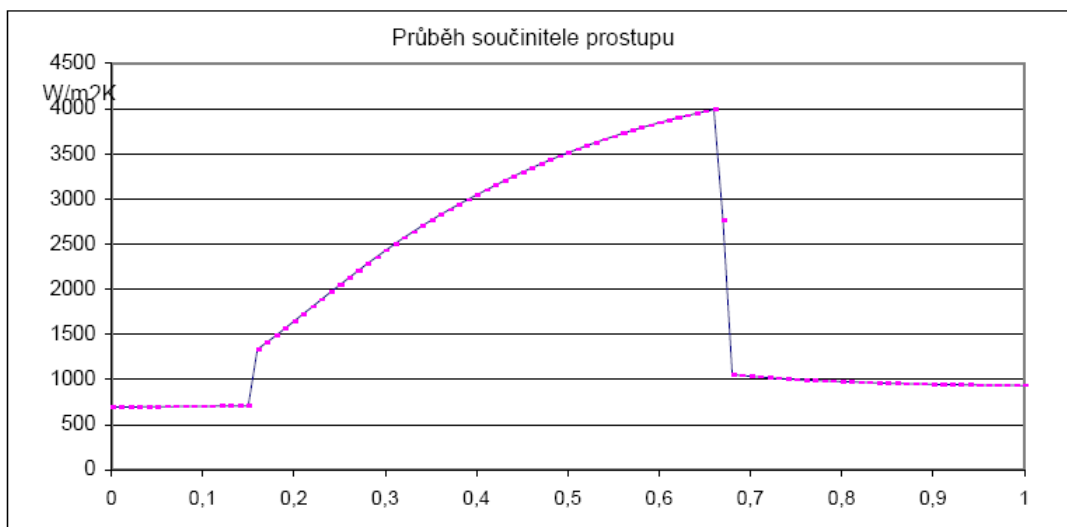
obrázek 1

S ohledem na to, že diferenciál dx nebo přesněji Δx při novém způsobu výpočtu nemůže limitovat k nule, nemůže být ani $\sum \Delta Q_x$ přesně rovna výkonu z energetické bilance. V praxi je tato odchylka menší než 0,02% a je tedy zcela zanedbatelná.

Pro ilustraci jsou ještě připojeny grafy 7 až 10 průběhů pro stejné vstupní hodnoty, ale pro souproudé zapojení. Výstupní teplota T_{12} je spočítána na $91,39^\circ\text{C}$. Je zřejmé, že ke známému exponenciálnímu průběhu teplot v souproudém zapojení to má opět velmi daleko.

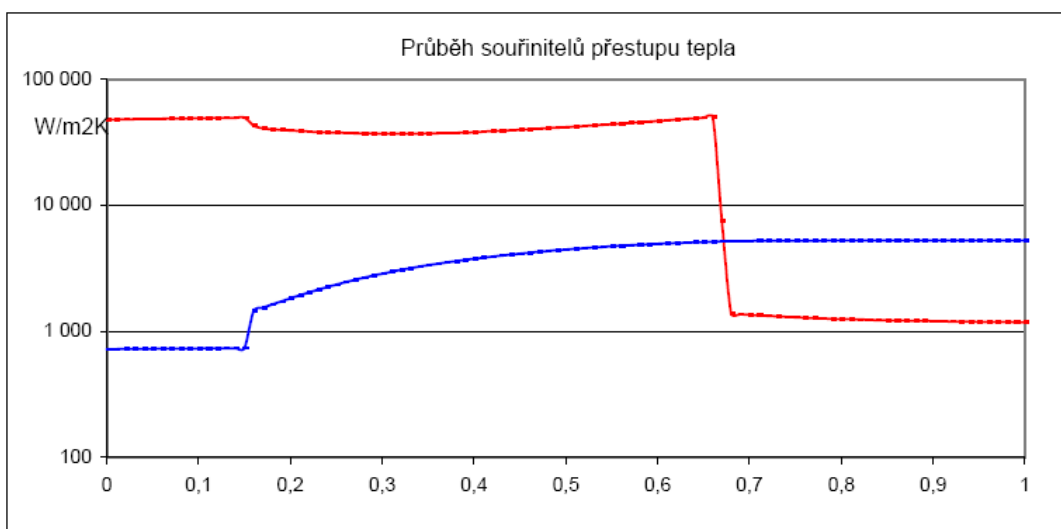


graf 7



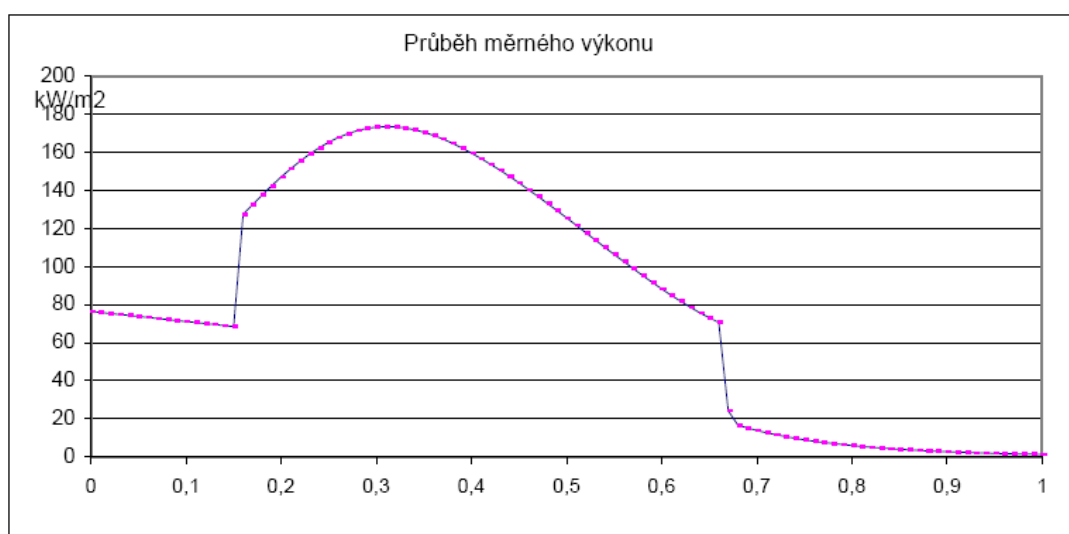
graf 8

Na dalším grafu 8 průběhu součinitele prostupu tepla je zřejmé, že na jeho výši má rozhodující vliv teplota ohřívávané vody a s tím související součinitel přestupu tepla mezi touto kapalinou a teplosměnnou plochou. Nárůst je u turbulentního proudění zhruba 2,5 násobný. A samozřejmě také změna laminárního proudění chladné kapaliny v turbulentní po jejím ohřátí. Koncové teploty T_{12} a T_{22} se k sobě také přiblíží mnohem více než v případě protiproudé aplikace, a to proto, že obě kapaliny v této části výměníku mají mnohem vyšší teplotu a tedy také součinitel přestupu tepla. Ostatní vzájemné souvislosti si jistě každý zájemce vysleduje sám.

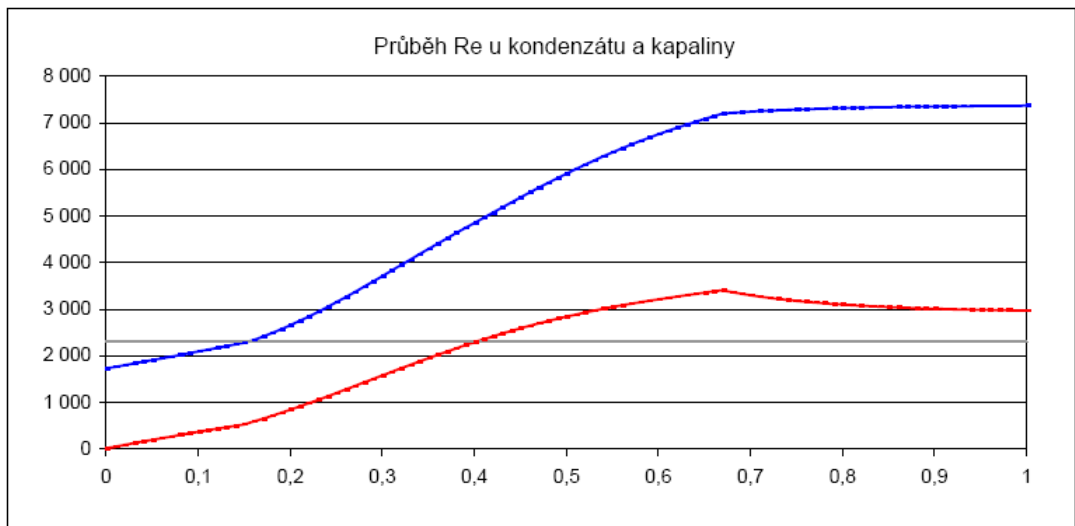


graf 9

Zvlášť si dovoluji upozornit na to, že celkový součinitel přestupu tepla je rozhodujícím způsobem ovlivněn vždy **tím menším** ze součinitelů přestupu tepla mezi teplosměnnou plochou a tekutinou. To je zvláště dobře patrné srovnáním grafu součinitelů přestupu tepla se součinitelem přestupu tepla na grafech 8 a 9. Graf 9 součinitelů přestupu tepla má osu y v logaritmických souřadnicích, aby bylo možné znázornit součinitele v rozsahu 100 až 100 000 W/m²K. Až do vzdálenosti 0,15 L je součinitel přestupu nízký, cca 705 W/m²K proto, že ohříváná voda je studená, s vysokou viskozitou a proudění je proto laminární se součinitelem přestupu cca 730 W/m²K. Nic není platné to, že u kondenzující páry na teplé straně v tomto místě je součinitel přestupu cca 48 600 W/m²K. Potom, po zahřátí na studené straně přejde proudění v turbulentní a součinitel přestupu začne s teplotou ohříváné vody rychle stoupat až k hodnotě 4 000 W/m²K. V místě $x = 0,15$ L kde dochází ke změně součinitele přestupu tepla u ohříváné vody, dochází i ke změně součinitele u kondenzující páry, a to proto, že se změní rozložení teplot mezi oběma mediemi a teplosměnnou plochou. Další skok v součiniteli přestupu tepla je na $x = 0,67$ L. Tam dochází k ukončení kondenzace a celkový součinitel přestupu tepla se podřídí především součinitelem přestupu mezi proudícím kondenzátem a teplosměnnou plochou, který je menší než součinitel ohřáté vody v daném místě. Z průběhu měrného výkonu je zase zřejmé, že jeho malá hodnota na počátku je zapříčiněna malým součinitelem přestupu tepla, který je na počátku. Jeho zmenšování od hodnoty 0,3 L je pak způsobeno rychlým zmenšováním rozdílu teplot obou stran výměníku.

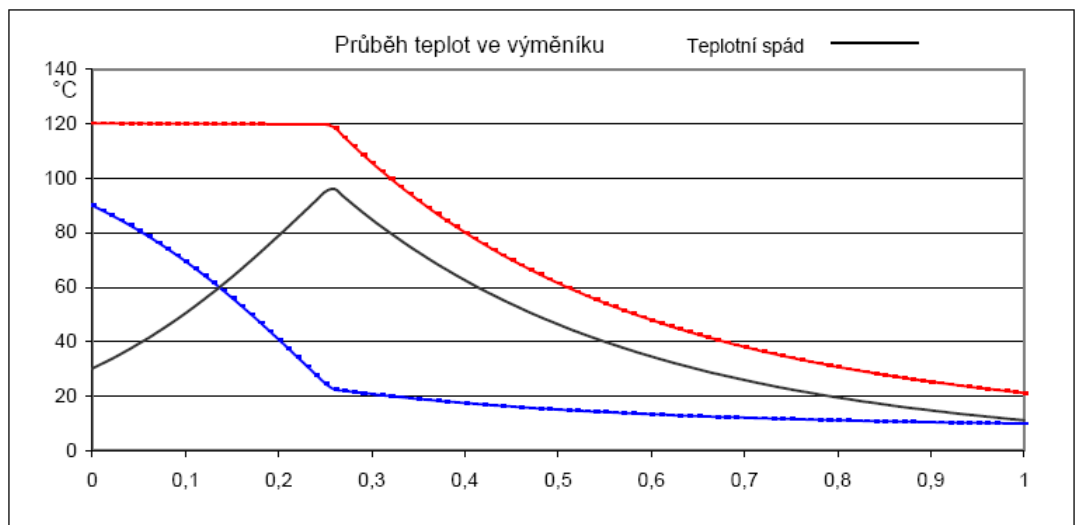


graf 10



graf 11

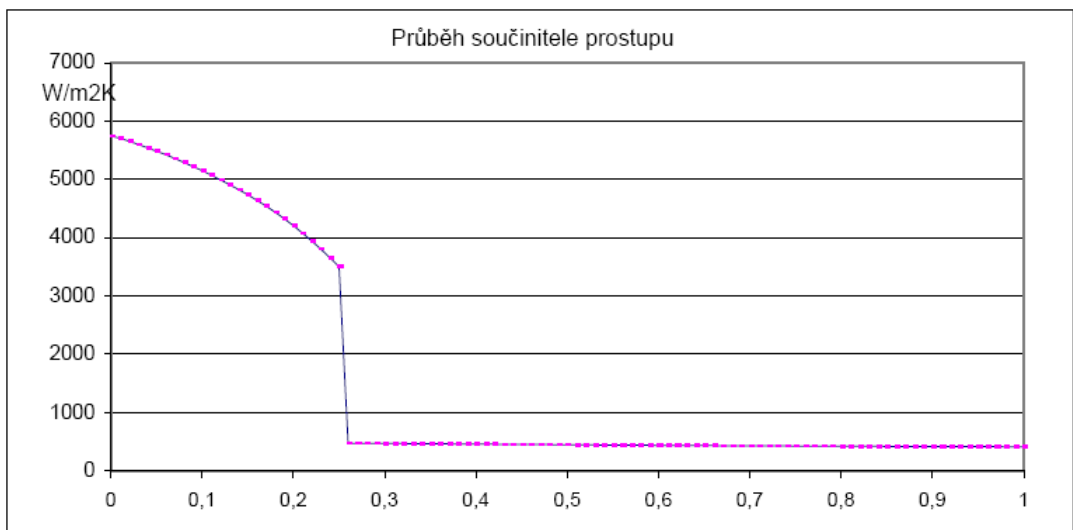
Je také možné a účelné posoudit, k jakým změnám dojde při původním zadání, když zaměníme zapojení výměníku tak, že pára bude v plášti a ohřívána voda v trubičkách. Na dalším grafu 12 je průběh teplot pro tento případ. Kondenzát se v tomto případě vychladí na teplotu pouhých 21,26 °C. Jak je vidět z grafu 13 průběhu tlakové ztráty ve výměníku, tlak páry při jejím proudění a kondenzaci v plášti výměníku poklesne velmi málo, a kondenzace probíhá prakticky při konstantní teplotě. Na straně ohřívané vody je ale výrazně větší tlaková ztráta, okolo 11,5 kPa, v porovnání s variantou, kdy ohřívána voda proudí v plášti. Proudění vody je po celé délce výměníku turbulentní. Naopak proudění kondenzátu je po celé délce laminární (graf 16).



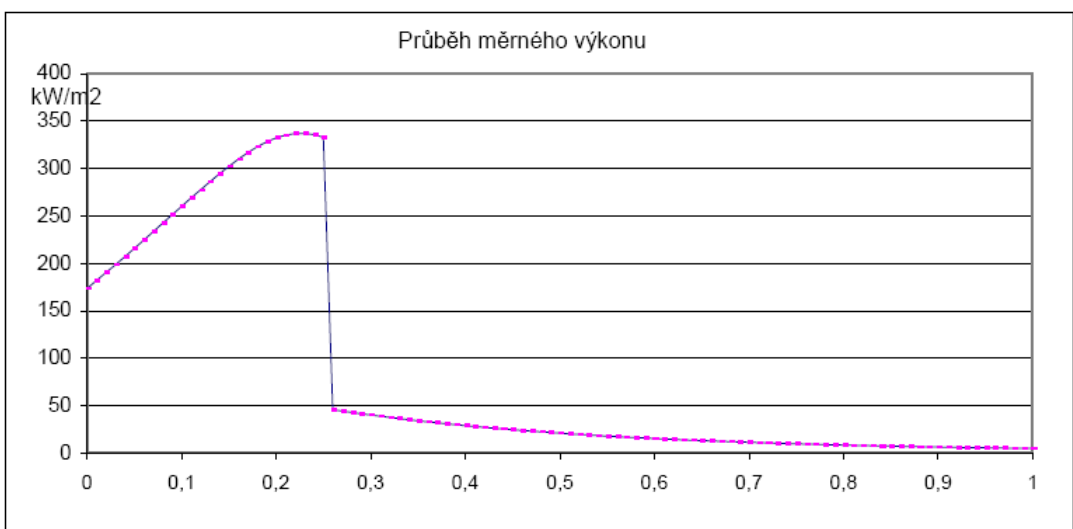
graf 12



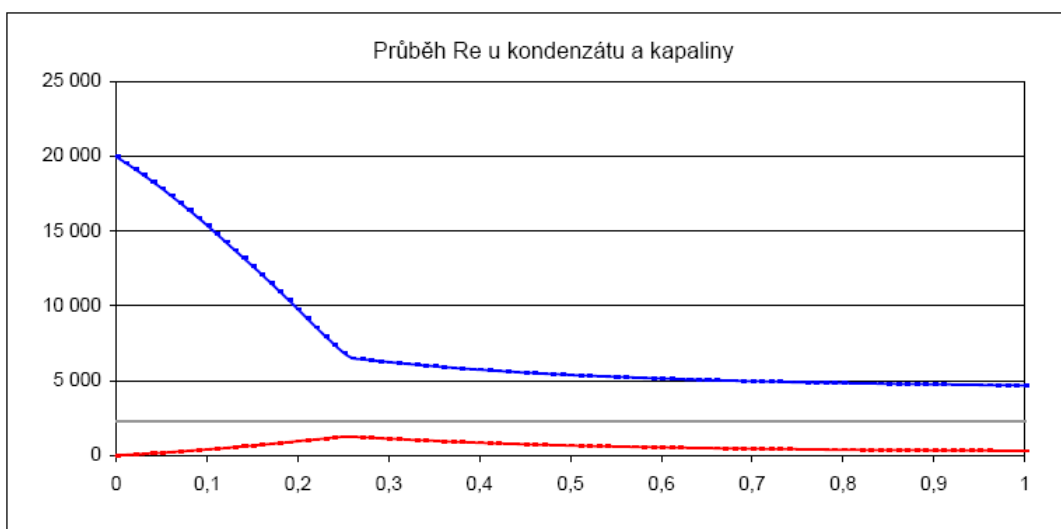
graf 13



graf 14



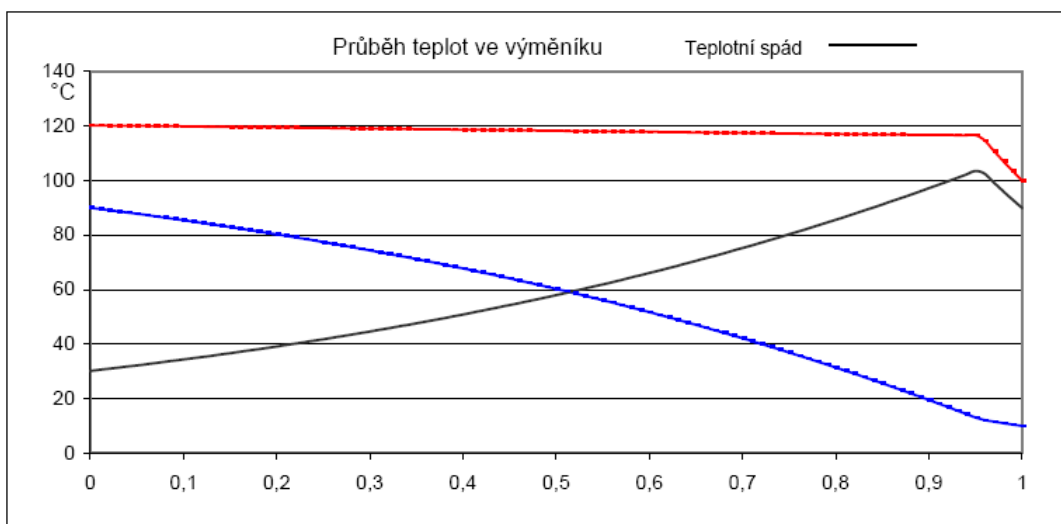
graf 15



graf 16

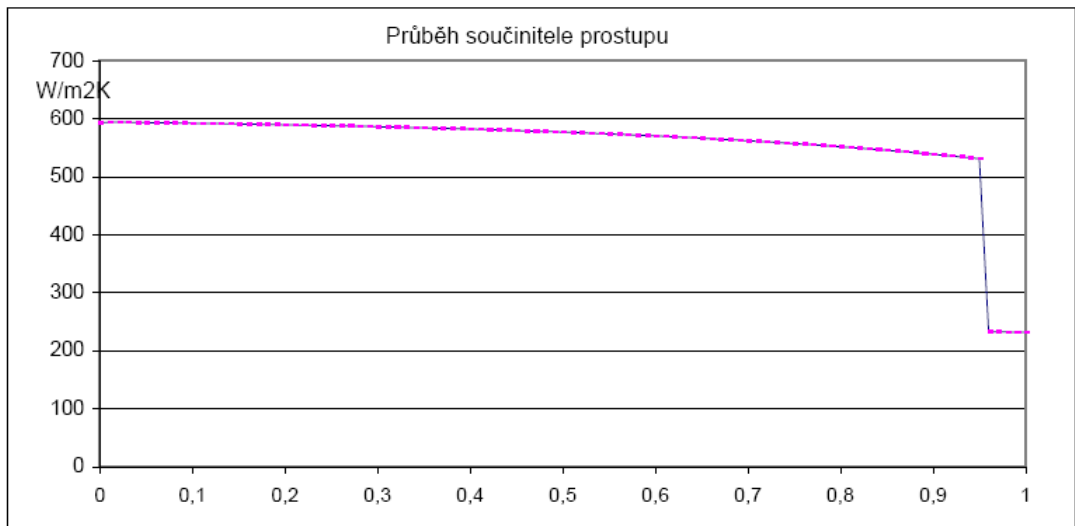
Jak si také může každý z případných uživatelů dobrého výpočtového programu ověřit, výkonové předimenzování výměníku tepla má ve většině případů negativní důsledky na jeho funkci. Tím je myšleno nedostatečné vychlazování topné vody eventuelně kondenzátu a nízký měrný výkon. Jediným přínosem je malá tlaková ztráta, v mnoha případech až zbytečně malá. A že výkonové předimenzování energetických zařízení a tedy i výměníků tepla je zcela běžné, to je všeobecně známo. A to už při technickém zadávání úkolu, a pak se následně jistí i projektant. Samozřejmě, že není proti předimenzování ani dodavatel zařízení, když může dodat výměník za podstatně vyšší cenu než by výkonově postačoval.

Zcela názorně je možné tuto situaci předvést na předchozím zadání, s tím, že použijeme výměník o stupeň větší. Tedy místo VTX2 použijeme VTX3, s teplosměnnou plochou 2 m². Pokud chceme ohřívat vodu z 10°C na 90°C parou o tlaku 200 kPa, pak je mezní výkon výměníku VTX3 pro toto zadání zhruba 66,74 kW, při teplotě kondenzátu 99,99 °C. Průběh teplot je zřejmý z přiloženého grafu 17.



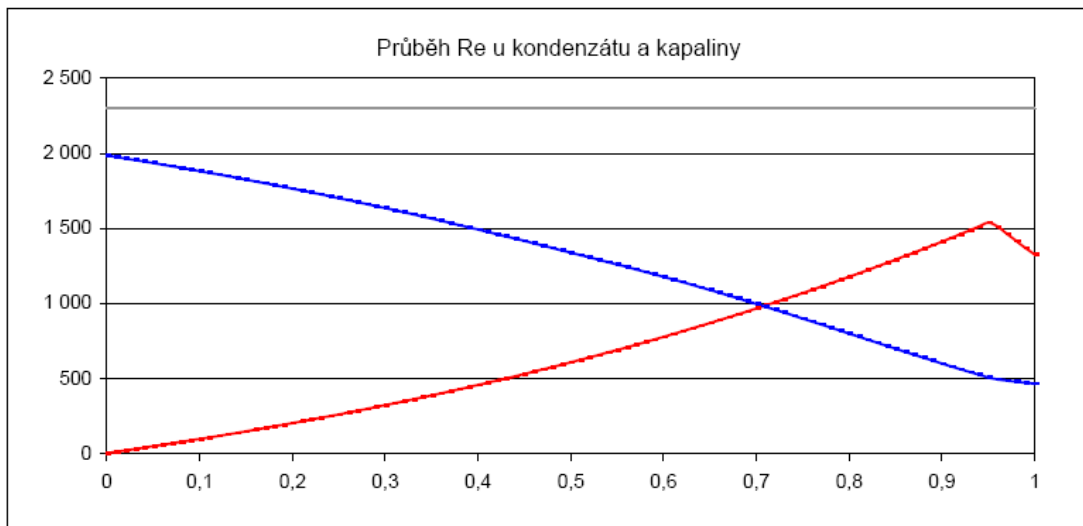
graf 17

Proč tomu tak je, je možné odvodit z průběhu součinitele prostupu tepla a průběhu Reynoldsova čísla na dalších grafech.



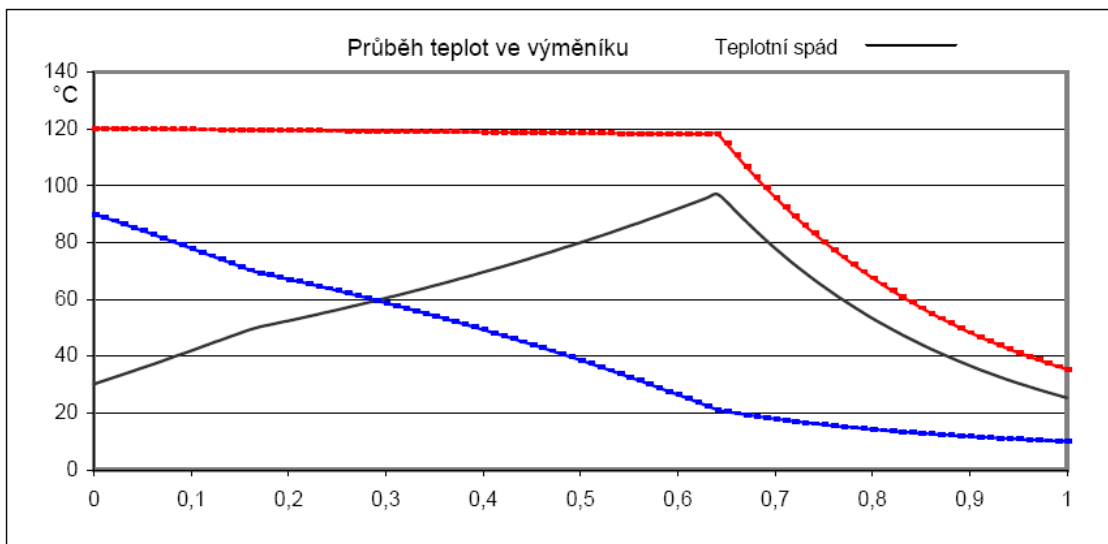
graf 18

Proudění ohříváné vody v celém výměníku je laminární, s nízkým součinitelem přestupu tepla mezi vodou a povrchem trubiček. Je proto i malý součinitel přestupu tepla. To vede k malé kondenzaci páry a na celé délce výměníku ji zkondenzuje pouze tolik, co odpovídá výkonu cca 67 kW.

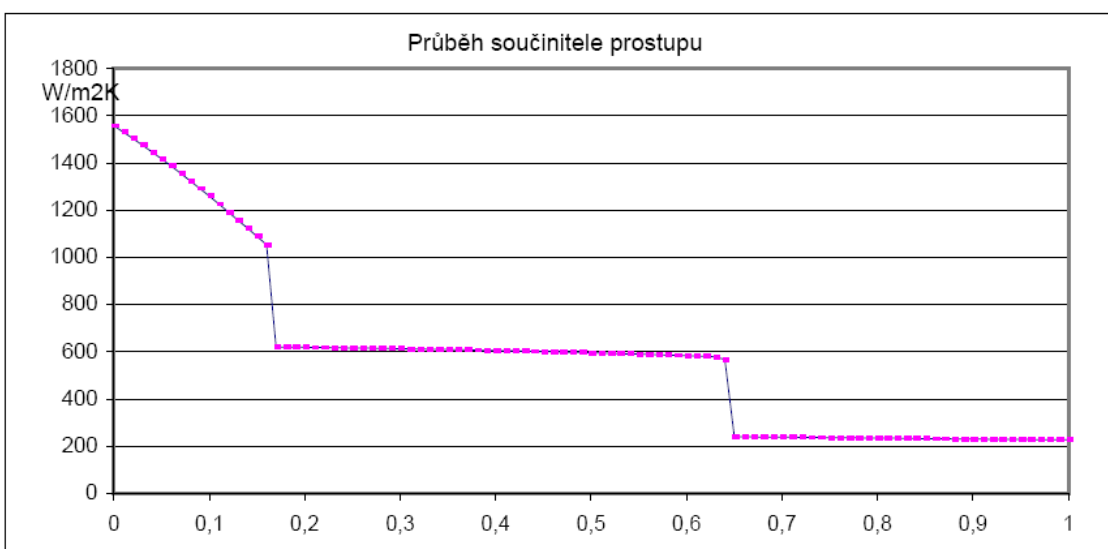


graf 19

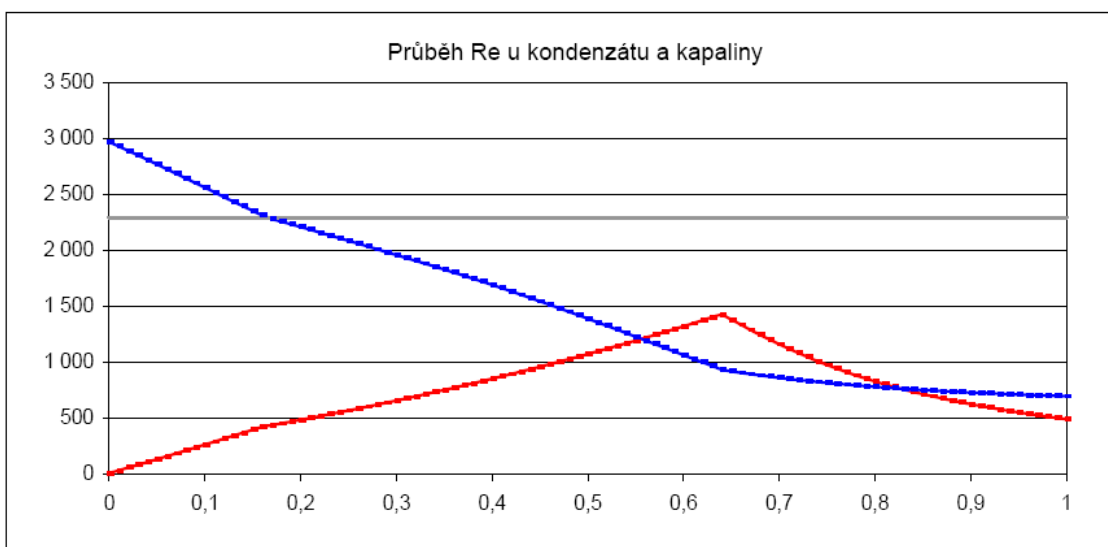
Pro původní zadání 100 kW je pak použitelný až výměník ještě o stupeň větší, VTX4 s teplosměnnou plochou 3 m². To je opět zřejmé z příložených grafů 20 - teplot, 21 - K a 22 - Re. Ten je ale o cca 60 % dražší nežli výměník VTX2. Proč ho tedy nepoužít, když tomu odběratel stejně nerozumí a fungovat to bude ?



graf 20



graf 21



graf 22

Otázkou samozřejmě zůstává, jak to dopadne, pokud je v našem uvažovaném případě použit výměník VTX3, který při tlaku páry 200 kPa je schopen dávat výkon jen cca 67 kW a provozovatelem je požadován výkon 100 kW. Jak to za běžné situace vůbec zjistit že je problém v předdimenzování? To je sám o sobě problém a vždycky je snaha a je to běžně užívané, svést to na něco jiného (malý tlak páry, zanesený výměník apod.). V uváděných případech je vliv předdimenzování ilustrován na výměnících řady VTX. Jistě je každému jasné, že uvedené argumenty platí zcela obecně pro všechny typy rekuperačních výměníků, samozřejmě i u výměníků ostatních výrobců. Příklad na výměnících VTX je uveden proto, že to nový výpočtový program pro tyto výměníky na grafických průbězích umožňuje zcela názorně ilustrovat.

Pozorný odborník si při prohlížení přiložených grafů jistě uvědomí to, že pokud bychom u daného výměníku odřízli řekněme posledních 20% jeho délky, dostaneme v podstatě graf průběhu teploty nebo jiné grafem znázorněné veličiny pro konstrukčně stejný výměník, který má ale délku (a tedy i plochu) pouze 80 % původního výměníku. Přibližně tatáž úměra bude platit i pro výměník řekněme poloviční délky. Je tedy možné celkem dobře odhadnout, jaké vlastnosti bude mít výměník ve zkráceném provedení, který je pochopitelně možné bez problémů vyrobit. Představme si situaci, že místo výměníku VTX2 o ploše 1,2 m² budeme chtít použít výměník v provedení VTX4 ale v jeho variantě zkrácené na polovinu, to znamená s plochou 1,5 m². Důvody mohou být prostorové, kdy se výměník původní délky nevejde do uvažovaného místa. Na grafu 20 je průběh teplot pro náš uváděný případ s výkonem 100 kW, pro výměník VTX4 v normálním nezkráceném provedení s plochou 3 m². Na grafu 20 celkem velmi dobře odhadneme, jak potom bude situace vypadat pro zadaný výkon a pro zkrácenou verzi výměníku VTX4 s poloviční plochou 1,5 m². Znamená to, že na grafu 20 a dalších končíme na $x = 0,5L$ a na tomto místě odpovídajících teplotách. Výsledným zjištěním tedy je, že se u zkráceného výměníku vždy výrazně zhorší jeho teplotní vlastnosti proti výměníku původní délky. Z přiložených grafů je velmi snadné odhadnout a pochopitelně úpravou programu i spočítat, jak by se choval výměník v případě jeho prodloužení. Z toho ale plyne, že naše společnost má možnost na speciální zakázku navrhnout a následně vyrobit výměník předem zadaných vlastností, pokud to fyzikální zákonitosti dovolují.

Vztah mezi velikostí a délkou teplosměnné plochy je záležitost, na kterou jsem si dovolil upozornit svým článkem v tomto časopise již v čísle 6/2003. Nejenom velikost (m²) ale i délka teplosměnné plochy a z ní odvozená štíhlost výměníku je důležitým údajem o teplotních vlastnostech výměníku. Ono totiž, z běžně užívaných rovnic přestupu tepla, nikde není bezprostředně zřejmé, že předávání tepla, to znamená předávání energie, je také nepřímou funkcí času. Tuto funkční závislost si uvědomíme až tehdy, když v rovnici souprouté a protiprouté funkce (4) nahradíme délku teplosměnné plochy L rychlostí tekutiny v a časem τ : $L = v \tau$. Exponent v rovnici a tedy i celý fyzikální děj příkladně protiprouté funkce, je potom exponenciální funkcí času τ ve tvaru $F_p = (1 - e^{-C_p B K v \tau}) / (1 - (C_1/C_2) e^{-C_p B K v \tau})$. {Tady si neodpustím upozornit na analogii s rovnicemi z elektrotechniky pro nabíjení a vybíjení kondenzátorů}. To pochopitelně platí pro exponenciální průběhy zcela přesně. V našem případě, kdy není K konstantou, se obdobná funkce času objeví v integrálu. Pokud použijeme substituci $dx = v d\tau$, pak $Q = \int Q_\tau d\tau = \int B K_\tau \Delta t_\tau v d\tau$. Integrál, jako funkci času, je potom možné stejnou metodou numericky vyčíslit. Ke změnám na grafech doje v tom, že na ose x bude uveden čas v sekundách a ten bude pro každý výpočet jiný, podle konkrétní rychlosti tekutiny. Je tedy zřejmé, že pracovat s nezávisle proměnnou x v mezích od 0 do L je mnohem pohodlnější a především na grafech názornější. Tím se ale z rovnic vytratil čas a jeho vliv na celý děj. energii ale nelze předávat jaksi mimo čas, vždy je její předávání spojené s časem. Zkrácení L při zachování nezměněných ostatních veličin (především zachování rychlosti tekutiny v) znamená zkrácení času při předávání tepla, s tomu odpovídajícím důsledkem. Aby byl tento argument ještě názornější, provedme si následující úvahu. Vrátime se k rovnici (2) $Q = m_1 c_{p1} (t_{11} - t_{12}) = -m_2 c_{p2} (t_{21} - t_{22}) = B K \Delta t_{in} L$ a nahradíme $L = v \tau$, to znamená délku teplosměnné plochy nahradíme součinem rychlosti proudění v příslušné tekutiny a časem τ , po který k přestupu tepla dochází. Rovnice (2) potom přejde na $Q = m_1 c_{p1} (t_{11} - t_{12}) = -m_2 c_{p2} (t_{21} - t_{22}) = B K \Delta t_{in} v \tau$. Pokud budeme chtít při stejném množství předaného tepla zmenšit teplotní rozdíl mezi ochlazenou a ohřívanou tekutinou, to znamená zmenšit Δt_{in} , musíme zvětšit některý ze členů součinu na pravé straně rovnice. To znamená při zachování konstantních hodnot B , K a v zvětšit τ , to znamená dobu po kterou k přestupu tepla dochází. A to je za daného předpokladu možné jedině zvětšením L , to je prodloužením teplosměnné plochy!

Jsem si dále plně vědom toho, že v mnoha případech je projektant, případně odběratel výměníku tepla postaven do situace, kdy mu nezbyvá nic jiného, nežli věřit výpočtům, které mu jsou s nabídkou výměníku předloženy, případně které si pomocí příslušného programu dodaného výrobcem sám vypočítá. Žel, jak je vidět, může se výpočet podle dosud užívaného způsobu výpočtu diametrálně odlišovat od reality. On ale nemá možnost tento fakt vůbec odhalit. Na druhou stranu je nutné přiznat, že i s méně pečlivě navrženým výměníkem tepla zařízení nějak pracuje, vesměs ke spokojenosti uživatele. On totiž netuší, že by mohlo s dobře navrženým výměníkem pracovat mnohem lépe.

Takovým zářným příkladem bývá nepříliš vhodný výměník ve spojení se solárními kolektory. Touto nevhodnou volbou dochází k provozování kolektorů na zbytečně vysoké provozní teplotě, což vede ke snížení termické účinnosti kolektorů. Z toho ale vyplývá, že volbou nevhodného výměníku tepla dochází ke znehodnocení investice do solárních kolektorů. A to o stejné procento, jako je procento zhoršení termické účinnosti vlivem zbytečně vysoké provozní teploty kolektorů, způsobené nevhodným výměníkem tepla. A pokud se toto procento vyšplhá na 20 a více %, je to opravdu na pováženou. Jinak řečeno, pro stejné množství předaného tepla stačí pro dobrý výměník tepla menší počet kolektorů. Obdobná situace je při volbě vhodného výměníku u tepelného čerpadla, kde mají teplotní parametry zásadní vliv na velikost topného faktoru.

Jak každého asi napadne, poměrně jednoduchou taktikou při výběru vhodného výměníku tepla bude, požadovat vedle podrobného protokolu s pracovním bodem výměníku také graf průběhu teplot ve výměníku, případně grafy ostatních veličin. Z průběhu těchto veličin je možné velmi dobře posoudit provozní chování výměníku, eventuelně vzájemnou provázanost grafů jednotlivých veličin.

Naše společnost, Trmická energetická strojírna s. r. o., jako výrobce výměníků řady VTX , VTM a VTB považuje za seriózní objasnit odborné veřejnosti problematiku výpočtu pracovního bodu výměníků tepla a poskytnout projektantům a uživatelům výměníků dokonalejší výpočtové programy, které mnohem reálněji popisují jejich provozní chování. Tato znalost vlastností výměníku pak výrazně usnadní volbu toho nejvhodnějšího typu pro konkrétní aplikaci.

Na závěr stojí za zmínku ještě ta okolnost, že výpočty podle nového programu vyžadují minimálně o dva řády více početních operací nežli u výpočtů podle původních programů. Vzhledem k rychlosti a možnostem současných PC je to jak uživateli tak i počítači úplně jedno. Určitý problém to může způsobovat u starých a pomalých počítačů. Nový program pracuje v Exelu, a to z toho důvodu, že používá některé speciální funkce, které jsou v Exelu k dispozici a nebylo je nutné pracně programovat. Použití Exelu pak také mimo jiné umožňuje, výsledky výpočtů bez potíží dále používat v původní elektronické formě pro další práci.

Tento článek jistě přispěje také k tomu, aby se do odborné veřejnosti dostalo větší povědomí o schopnostech a odborných znalostech techniků naší společnosti, které úzce souvisí s technickou úrovní a kvalitou našich výměníků.

Podrobnější pojednání o výměnících řady VTX, VTM a VTB najdete na našich webových stránkách, www.trmicka.cz, včetně informace, jak zdarma získat náš nový výpočtový program.