

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV PROCESNÍ A ZPRACOVATELSKÉ TECHNIKY

HTRI aneb výpočty výměníků tepla

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Praze dne

Posvezhin Igor

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval panu Ing. Martinu Dostálovi, Ph.D. za vedení mé bakalářské práce, za pomoc, cenné rady, připomínky a ochotu při řešení všech problémů týkajících se zpracování této práce.

Anotační list

Jméno autora:	Igor
Příjmení autora:	Posvezhin
Název práce česky:	HTRI aneb výpočty výměníků tepla
Název práce anglicky:	HTRI and a heat exchanger design
Rozsah práce : počet stran:	47
počet obrázků:	33
počet tabulek:	5
počet příloh:	0
Akademický rok:	2015/2016
Jazyk práce:	český
Ústav:	U218 Ústav procesní a zpracovatelské techniky
Studijní program:	Strojírenství
Vedoucí práce:	Ing. Martin Dostál, Ph.D.
Oponent:	Ing. Jan Skočilas, Ph.D.
Konzultant práce:	-
Zadavatel:	ČVUT v Praze

Anotace česky:

Táto bakalářská práce se zabývá vysvětlením pojmu tepelný výměník a procesem návrhu zařízení. Dále v práci jsou popsány typy tepelných výměníků a provedena literární rešerše k problematice tepelného a hydraulického návrhu výměníku. Součástí rešerše je seznámení s výpočtovým softwarem HTRI. V praktické části práce je proveden výpočet tepelného výměníku na základě zadaných parametrů.

Anotace anglicky:

The bachelor thesis deals with a concept of heat exchangers and a designing process of the unit. The thesis describes the types of heat exchangers and includes a review on the thermal and hydraulic exchanger design. Part of the document introduces the designing software HTRI. In the practical part there is a calculation of the heat exchanger based on specified parameters

Klíčová slova: výměník tepla, návrh, výpočet, software, program, HTRI,
Keywords: heat exchanger, design, calculate, software, HTRI,

Využití: ČVUT v Praze

Obsah

1. Seznam symbolů	2
2. Úvod.....	3
3. Teoretická část	4
3.1. Klasifikace výměníků	4
3.2. Návrh výměníku tepla.....	6
3.2.1 Tepelný výpočet.....	7
3.2.2 Tepelná bilance	7
3.2.3 Prostup tepla	7
3.2.4 Součinitel prostupu tepla (k).....	8
3.2.5 Součinitel přestupu tepla (α).....	8
3.2.6 Střední logaritmická teplotní diference.....	10
3.2.7 Tlaková ztráta	11
3.2.8 Tlaková ztráta vlivem tření	11
3.2.9 Tlaková ztráta vlivem místních odporů	13
3.3. Trubkové výměníky tepla	13
3.4. Deskové výměníky tepla.....	17
3.5. Možnosti intenzifikace přestupu tepla	18
4. Rešerše	20
4.1. Součinitel přestupu tepla v trubce.....	20
4.2. Tlaková ztráta v trubkách	22
4.3. Součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru.....	23
4.4. Tlakové ztráty mezitrubkových prostorů	25
4.5. Programy pro výpočet.....	29
4.5.1 Profesionální licencované softwary	29
4.5.2 Dostupné volně stažitelné softwary	32
5. Praktický výpočet	34
5.1. Trubkový výměník tepla Shell and Tube.....	37
5.2. Výsledky	44
6. Závěr	47
7. Seznam použité literatury:	48

1. Seznam symbolů

Symbol	Význam	Jednotka
Q	Tepelný výkon	W
ΔP_s	Tlaková ztráta na straně pláště	Pa
B_c	Procentní poměr průměru	%
C_p	Měrná tepelná kapacita	J/kg K
D	Průměr	mm
d	Průměr vnitřní	mm
d_e	Ekvivalentní průměr	mm
D_i	Vnitřní průměr	mm
D_o	Vnější průměr	mm
e_z	Tlaková ztrata třením	Pa
ezm	Tlaková ztrata místními odpory	Pa
Gr	Grashofovo číslo	
h	Výška	m
k	Součinitele prostupu tepla	W/m ² K
k_s	Tepelná vodivost média	W/mK
L	Charakteristický rozměr	mm
L	Délka	mm
M_i	Hmotnostní průtok	kg/s
N_b	Počet přepážek	
N_t	Počet trubek	
Nu	Nusseltovo číslo	-
O	Smočený obvod průřezu	mm
p_c	Tlak celkový	Pa
Pr	Prandtlovo číslo	
Re	Reynoldsovo číslo	
S	Plocha	m ²
t	Tloušťka stěny	mm
T	Teplota	K
u	Rychlost proudění	m/s
W	Tepelná kapacita	
α	Součinitele přestupu tepla	W/m ² K
δ	Tloušťka stěny	mm
Δp	Tlaková ztrata	Pa
ΔT	Rozdíl teplot	K
λ	Součinitel tepelné vodivosti	W/mK
λ_f	Součinitel třecího odporu	
ρ	Hustota látky	kg/m ³
φ	Korekční koeficient viskozity	

2. Úvod

Tepelné výměníky představují velmi významnou část technologického zařízení v chemickém, energetickém, potravinářském a souvisejícím průmyslu.

Podíl výměníků tepla jako technického zařízení je v chemickém průmyslu v průměru 15-18%, v petrochemickém a olejovém průmyslu - 50% [1].

Je to proto, že téměř všechny základní procesy chemické technologie (odpařování, destilaci, sušení, atd), spojené s potřebou pro přivádění nebo odvádění tepla. Z tohoto důvodu je i dnes konstrukce výměníků tepla a výpočty stále aktuální úkol pro procesní inženýrství. Úkolem výpočtů není jen aby bylo dosaženo nastavených parametrů, ale aby zároveň byl i ekonomicky vhodně navržený: úspory materiálu, minimální rozměry a časová efektivita. Řešení tohoto problému uvažující oba dva faktory - ekonomické a technické, lze v moderní době pomocí počítačového modelování a simulace.

Ve svojí bakalářské práci řeším několik cílů: seznámení s problematikou výpočtu tepelných výměníků seznámení s profesionálním softwarem HTRI a následující provádění výpočtů výměníků tepla pomocí tohoto programu

3. Teoretická část

Výměníky tepla jsou tepelná zařízení, která slouží k předávání tepelné energie mezi dvěma nebo více proudícími médii. Média mohou být jak stejných fází (tekutina-tekutina) tak i v různých (tekutina-plyn).

3.1. Klasifikace výměníků

Jak uvádí Ochrana [7], výměníky tepla lze klasifikovat podle několika parametrů:

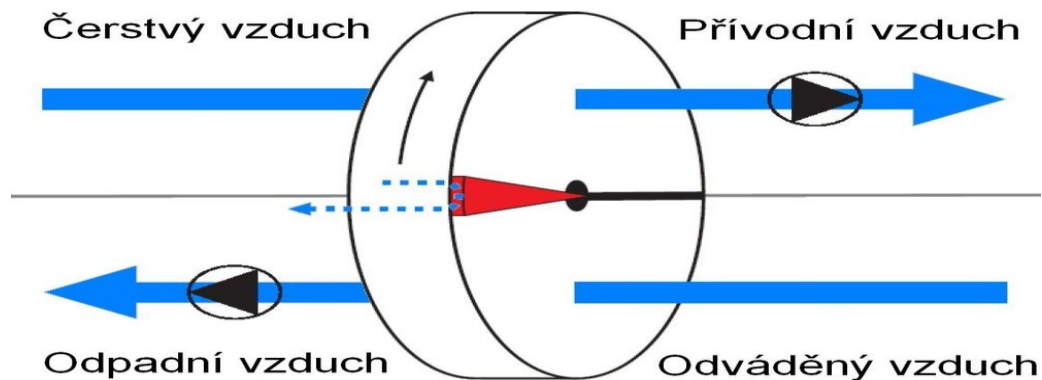
Podle konstrukce:

- Rekuperační – obě média, ohřívající i ohřívané, jsou oddělena nepropustnou stěnou o určité tloušťce a o teplosměnných plochách S_1 a S_2 na stranách obou médií.



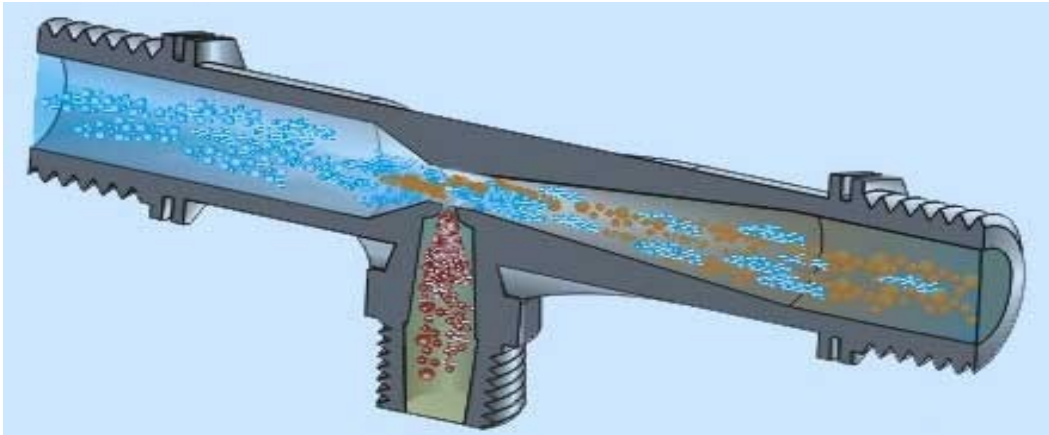
Obr. 1 Schéma výměníku [2]

- Regenerační – ohřívané médium vtéká opakovaně s určitým časovým zpožděním za médiem ohřívajícím do přesně vymezeného prostoru, vyplněného pevným teplo zprostředkujícím elementem a přijímá z něho teplo, dříve přivedené ohřívajícím médiem.



Obr. 2 Schéma výměníku [4]

- Směšovací – ohřívané a ochlazované médium se v tomto výměníku směšují tak, že vytvoří směs.



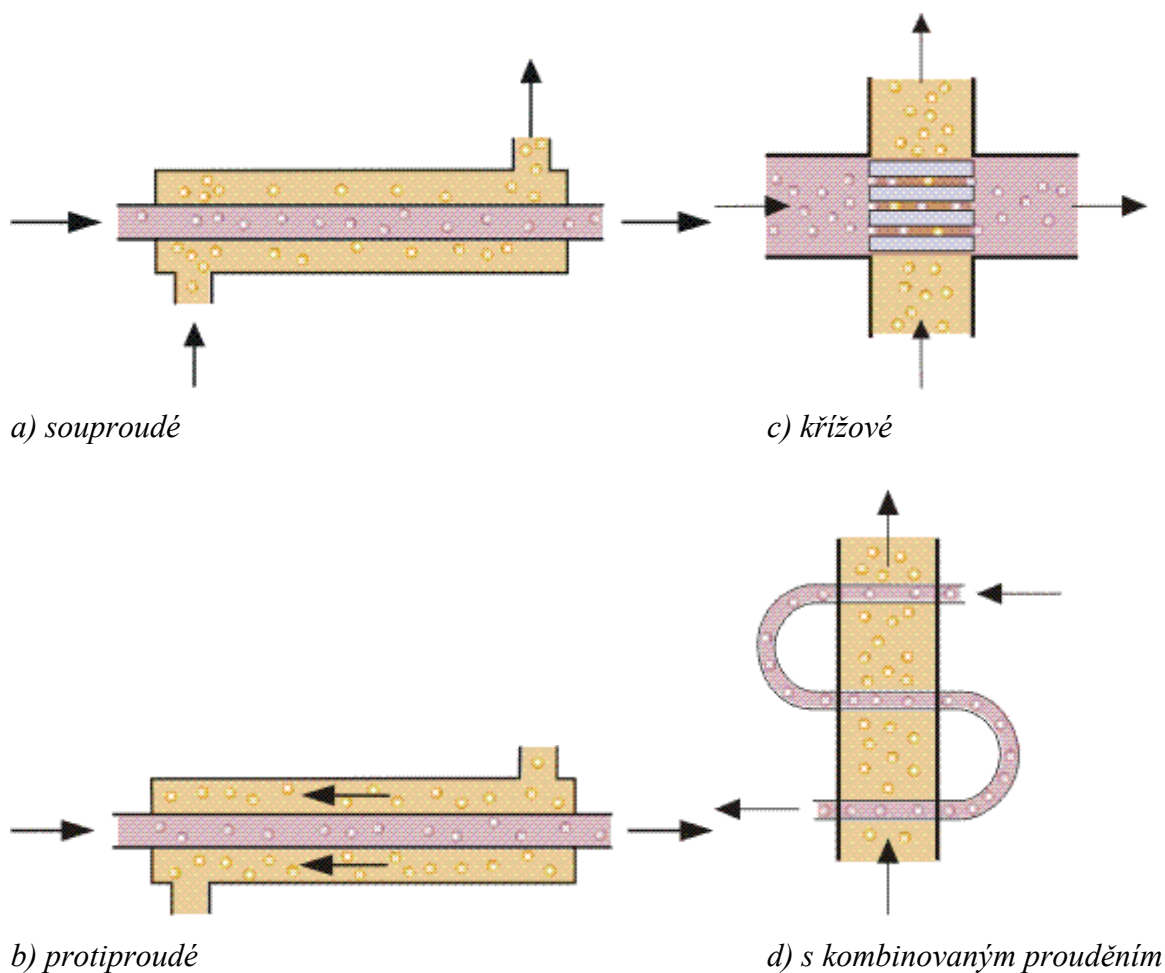
Obr. 3 Schéma výměníku [5]

Podle účelu:

- Ohříváky – vyznačují se tím, že ohřívané médium v nich zvyšuje svou teplotu, ale nedochází ke změně fáze.
- Chladiče – ochlazované médium snižuje v nich svou teplotu bez změny fáze.
- Výparníky a odparky – ohřívané kapalně médium se mění v páru.
- Kondenzátory – teplejší médium v parní fázi mění fázi na kapalnou – kondenzát.
- Přehříváky a mezipřehříváky – slouží ke vysoušení mokré a zvyšování teploty syté nebo přehřáté páry.
- Sušárny – přívodem tepla se dosahuje snížení vlhkosti látky v pevné fázi.
- Termické odplyňovány vody – ohřevem vody k bodu varu dochází k vylučování pohlcených plynů.
- Otopná tělesa ústředního vytápění – topné médium ohřívá okolní vzduch.
- Barbotážní – probublávání plynů nebo par vodou.

Podle vzájemného směru a smyslu proudění obou teplotných médií:

- souprouté – směry os proudů ohřívacího a ohřívajícího média jsou rovnoběžné a vektory rychlostí mají stejný smysl
- protiproudé – směry proudů jsou rovnoběžné a mají opačný smysl
- křížové – osy proudů jsou mimoběžné a v kolmém průmětu spolu svírají úhel 90°
- s kombinovaným prouděním



Obr. 4 Proudění ve výměnících [6]

Z hlediska skupenství pracovních médií:

- Bez změny skupenství teplotních látek.
- Se změnou skupenství jedné teplotní látky.
- Se změnou skupenství obou teplotních látek.

Dále se v této práci budu zabývat rekuperačními výměníky resp. trubkovými a deskovými výměníky.

3.2. Návrh výměníku tepla

Návrh výměníku je obtížný a mnohastupňový proces který uvažuje hodně proměnných. Na základě toho, jestli potřebujeme zjistit parametry již navrženého tepelného výměníku nebo vypočítat parametry pro návrh tepelného výměníku, dělíme výpočty na:

- Kontrolní (výsledkem je obvykle tepelný výkon a výstupní teploty)
- Návrhové (výsledkem je především stanovení teplosměnné plochy)

V obou případech je potřeba provést tepelný a hydraulický výpočet výměníku tepla.

3.2.1 Tepelný výpočet

Přenos tepla je proces, během kterého se uskutečňuje výměna tepelné energie mezi dvěma, případně více látkami. Přenos tepla vzniká na základě rozdílu teplot. Druhý termodynamický zákon říká, že teplo se samovolně šíří z místa o vyšší teplotě do míst s nižší teplotou. Dle fyzikálního principu rozlišujeme kondukce, konvekce a radiace, nebo český vedení, proudění a sálání. Pro teplotní výpočet používáme následující rovnice:

- Rovnice tepelné bilance
- Rovnice prostupu tepla

3.2.2 Tepelná bilance

Na základě zákona zachování energie pro uzavřenou ideální soustavu lze říct, že množství energie na straně ohřívací i chladičí musí být stejné.

Rovnice tepelné bilance podle [3] má tvar:

$$\dot{Q} = W_1 \cdot |T'_1 - T''_1| = W_2 \cdot |T'_2 - T''_2| \quad (1.1)$$

Ji určují dvě vstupní teploty T'_i a dvě výstupní teploty T''_i obou proudů a jejich tepelná kapacita.

Tepelnou kapacitu proudu určuje jejich hmotnostní průtok M_i a měrná tepelná kapacita C_{pi}

$$W_i = M_i \cdot c_{pi}, \quad i = 1, 2. \quad (1.2)$$

3.2.3 Prostup tepla

Celková rovnice prostupu tepla, která je platná pro libovolnou geometrickou konfiguraci výměníku, má tvar [3]

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \overline{\Delta T} \quad (1.3)$$

Kde $\overline{\Delta T}$ je charakteristická střední hodnota teplotního spádu definovaná integrálem [3]

$$\overline{\Delta T} = \frac{1}{S} \cdot \int (T_1 - T_2) dS \quad (1.4)$$

Pro maximální hodnotu tepelného výkonu je potřeba mít co největší pravou část rovnice 1.3. Jelikož s růstem teplosměnné plochy S roste i cena zařízení, je lépe se soustředit na

dalších součinitelích. Protiproudým uspořádáním je možné dosáhnout stejného tepelného výkonu s menší teplosměnnou plochou, než uspořádáním souproudým. Proto protiproudé uspořádání je častěji používáno. Vysoké teplotní diference mají důsledkem vyšší náklady na výrobu a provoz výměníku. Z těchto důvodů je v praxi více využívána další možnost – snaha navýšit součinitele prostupu tepla k . K jeho maximalizaci je nutno dobře chápat a také umět pracovat s dílčími součiniteli přestupu tepla α .

3.2.4 Součinitel prostupu tepla (k)

Součinitel prostupu tepla charakterizuje přenos tepelné energie mezi dvěma tekutinami oddělenými pevnou stěnou. Skládá se z přestupu tepla konvekcí na obou stranách stěny a vedení tepla stěnou. Uvažujeme prostupy rovinnou a válcovou stěnou. Pro trubkový výměník tepla má součinitel prostupu tepla za předpokladu, že je vztažen k vnější ploše výměny tepla, tvar [8]:

$$k = \frac{\frac{1}{D}}{\frac{1}{\alpha_{vnějši} \cdot D} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{stěny}} \cdot \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{\alpha_{vnitř} \cdot d}} \quad (1.5)$$

Pro rovinnou stěnu:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{vnějš}} + \frac{\delta}{\lambda_{stěny}} + \frac{1}{\alpha_{vnitř}}} \quad (1.6)$$

Kde D je vnější průměr trubky a d je vnitřní průměr. δ je tloušťka stěny $\lambda_{stěny}$ je tepelná vodivost stěny.

Jedním s nejdůležitějších členů těchto rovnic je součinitel přestupu tepla α .

3.2.5 Součinitel přestupu tepla (α)

Ve většině případů je při výpočtu výměny tepla počítáno pouze se součinitelem přestupu tepla pro konvekci. Pouze v některých speciálních případech je také zohledňován přenos tepla radiací, většinou přidáním ekvivalentního součinitele přestupu tepla ke konvekční složce. Jelikož ve většině případů je radiční složka relativně malá, není ve výpočtech uvažována. Kvůli složitosti přestupu tepla konvekcí je při výpočtu koeficientu přestupu tepla využíváno podobnostních čísel (bezrozměrných kritérií). Obecně je při výpočtu postupováno tak, že je pomocí teorie podobnosti zjištěno Nusseltovo číslo, ze kterého je poté vypočítán součinitel přestupu tepla dle vzorce. Nusseltovo číslo vyjadřuje podobnost přenosu tepla konvekcí a vedením v mezní vrstvě tekutiny a má tvar:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L_{char}}{\lambda_{steny}} \rightarrow \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{steny}}{L_{char}} \quad (1.7)$$

Kde L_{char} je charakteristický rozměr, Nu je Nusseltovo číslo

Pro výpočet Nusseltova čísla lze v literatuře najít velké množství rovnic. Konkrétní tvary rovnic byly odvozeny na základě experimentálních dat různých typů výměníku a jsou platná pouze za určitých podmínek. Obecně lze však psát, že $Nu = f(Re, Gr, Pr, \dots)$, respektive[8]:

$$Nu = C \cdot Re^a \cdot Pr^b \cdot Gr^c \cdot K_G^d \quad (1.8)$$

Reynoldsovo kritérium vyjadřuje podobnost místních setrvačných sil a třecích sil v nuceně proudící tekutině .

$$Re = \frac{u \cdot L_{char}}{\nu} = \frac{u \cdot L_{char} \cdot \rho}{\eta} \quad (1.9)$$

Prandtlovo kritérium vyjadřuje fyzikální podobnost tekutin při přenosu tepla.

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda_{well}} \quad (2.0)$$

Grashofovo kritérium vyjadřuje podobnost vztlakových a třecích sil při volném proudění, které vznikne pouze v důsledku rozdílu hustot.

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot L_{char}^3}{\nu^2} \quad (2.1)$$

K_G je člen vyjadřující vliv geometrie teplosměnné plochy, a, b, c, d jsou exponenty lišící se v závislosti na typu výměníku.

Tim pádem lze říci, že stanovení součinitele α je poměrně náročný proces, protože u výpočtu se objevuje hodně proměnných jako například:

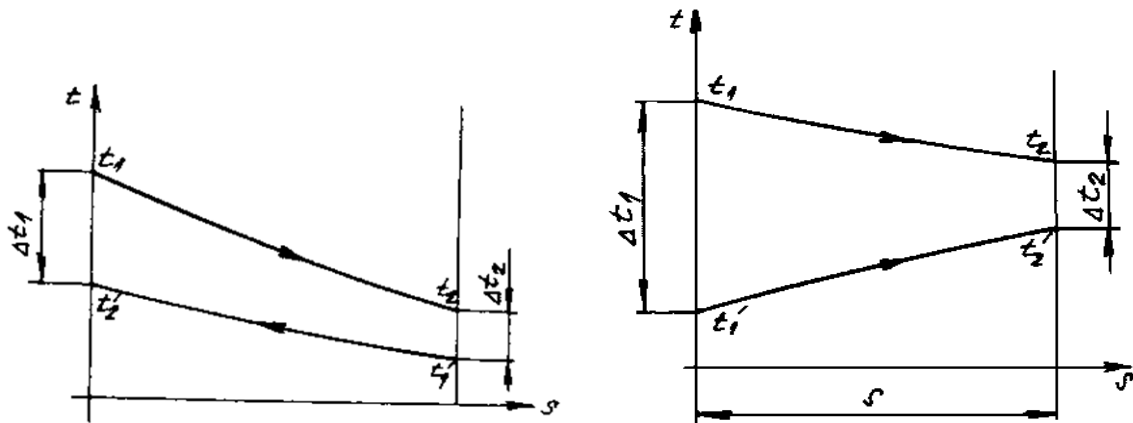
- Charakteristický delkový rozměr
- Hustota tekutiny
- Charakteristická rychlost proudění
- Dynamická viskozita tekutiny nebo její viskozita kinematická
- Tepelná vodivost tekutiny
- Teplota nebo teplotní rozdíl, atd.

3.2.6 Střední logaritmická teplotní diference

Střední logaritmická teplotní diference se používá k určení teplotní hnací síly pro přenos tepla v systémech proudění (zejména u tepelných výměníků). Tedy vyšší hodnota ΔT_{ln} znamená vyšší přenesené teplo. ΔT_{ln} je logaritmický průměr teplotního rozdílu mezi teplým a studeným proudem na obou koncích výměníku. LMTD (ΔT_{ln}) je závislý na uspořádání toku (soproudé nebo protiproudé uspořádání toku)

V případě křížového, vícechodého nebo kombinovaného proudění je nutné střední teplotní logaritmický rozdíl vynásobit korekčním faktorem F , který lze pro dané typy uspořádání odečíst z grafu nebo ze vztahů dostupných v literatuře.

Pro jeho výpočet je možné použít např. metodu využívající počet přenosových jednotek NTU uvedenou v [3].



Obr. 5 Grafické znázornění ΔT_{ln} u protiproudého a soproudého toku [10]

Vztah pro výpočet ΔT_{ln} je podle [8] znázorněn v rovnicích:

Pro protiproud

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_1 - T_2') - (T_2 - T_1')}{\ln \frac{(T_1 - T_2')}{(T_2 - T_1')}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (2.2)$$

Pro soproud

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_1 - T_1') - (T_2 - T_2')}{\ln \frac{(T_1 - T_1')}{(T_2 - T_2')}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (2.3)$$

3.2.7 Tlaková ztráta

Při proudění tekutin vznikají vždy síly, které tomuto proudění kladou odpor. Hydraulický výpočet má za úkol stanovit velikost těchto odporů. Důležitým parametrem výměníku tepla je, kromě tepelného výkonu, i jeho tlaková ztráta. Vyšší rychlost proudění zvyšuje turbulenci (roste Re), rostou hodnoty α a tím i hodnota součinitele prostupu tepla k , díky čemuž dochází k zintenzivňování přestupu tepla, což snižuje investiční náklady na výměník. Ale se zvýšením rychlosti proudění roste i tlaková ztráta, což vede k vyšší spotřebě energie potřebné na pohon agregátů dopravujících tekutiny výměníkem. Rychlost tekutiny ve výměníku je proto třeba volit v optimálních mezích při uvažování nejen nákladů na zhotovení výměníku, ale i nákladů na jeho provoz.

Tlakovou ztrátu ve výměníku lze stanovit z Bernoullioho rovnice (2.4), podle níž pro celkový tlak mezi dvěma libovolnými průřezy 1 a 2 platí vztah (2.5)[8]:

$$p_c = p_1 + \frac{\rho_1 \cdot u_1^2}{2} + h_1 \cdot \rho_1 \cdot g = p_2 + \frac{\rho_2 \cdot u_2^2}{2} + h_2 \cdot \rho_2 \cdot g + \Delta p_z \quad (2.4)$$

$$\Delta p_{celk} = (p_1 - p_2) + \frac{u_1^2}{2} \cdot \rho_1 - \frac{u_2^2}{2} \cdot \rho_2 + g \cdot (h_1 \cdot \rho_1 - h_2 \cdot \rho_2) \quad (2.5)$$

Kde červená část rovnice (1) popisuje statické složky celkové ztráty, modrá část (2) popisuje dynamické a zelená (3) popisuje gravitační.

Nejvýznamnější složku celkových tlakových ztrát představuje člen (1). Členy (2) a (3) nabývají podstatnějšího významu v případě velkých rozdílů hustot v bodech 1-2. Třetí člen hraje větší roli u vertikálních výměníků s kapalnou pracovní látkou, u kterých se již projeví výškový rozdíl mezi body 1-2.

Nejvýznamnější složku tlakových ztrát, tj. ztráty statické složky celkového tlaku lze dále dělit na ztráty třením e_z a na ztráty místní e_{zm} .

3.2.8 Tlaková ztráta vlivem tření

Při praktických výpočtech ztráty třením bývá zvykem vycházet z Darcy-Weissbachovy rovnice[11]:

$$e_z = \lambda_f \frac{l \cdot u^2}{d \cdot 2} \quad (2.5)$$

Pro tento výpočet je důležité určit Darcyho součinitel tření λ_f . Ten je závislý převážně na rychlosti proudění, typu proudění, průměru potrubí a absolutní drsnosti.

V zóně laminárního proudění lze λ vyjádřit jako:

$$\lambda_f = \frac{A}{Re} \quad (2.6)$$

Kde A vyjadřuje závislost na geometrickém tvaru průřezu potrubí.

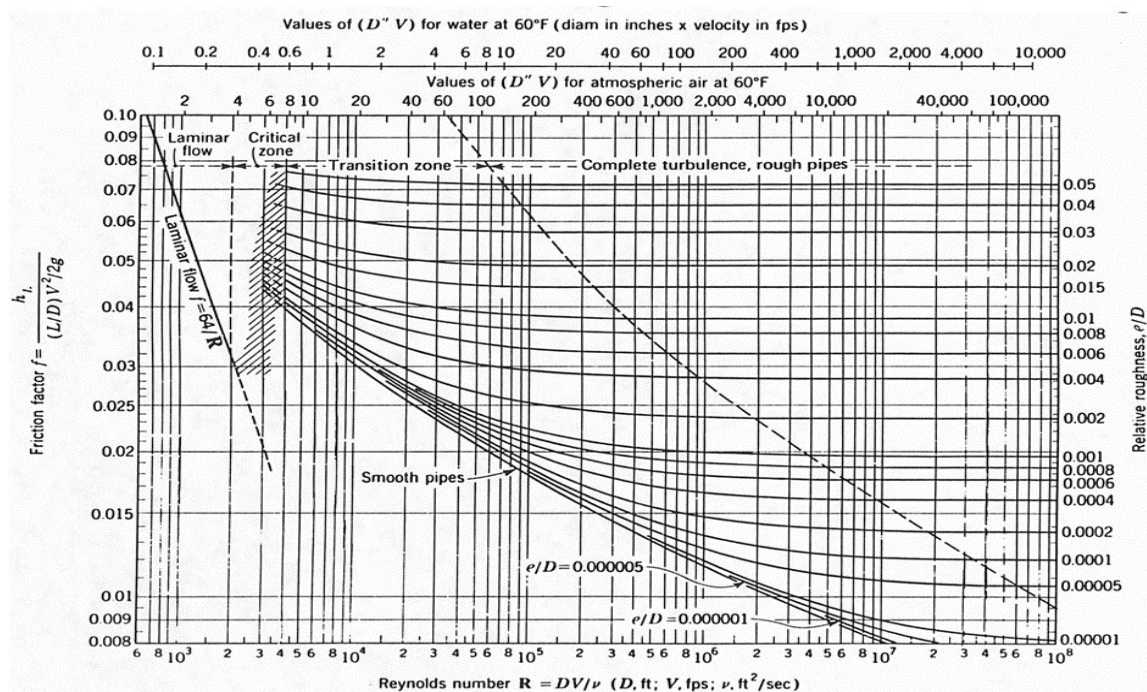
V přechodové oblasti, kdy se ještě neuvažuje drsnost potrubí, bývá užívána k výpočtu λ Blasiove rovnice

$$\lambda_f = 0,316 \cdot Re^{-0,25} \quad (2.7)$$

V oblasti turbulentního proudění lze použít zjednodušený vztah rovnice podle Churchilla:

$$\lambda_f = \left\{ 2 \cdot \log \left[0,27 \cdot k^* + \left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} \quad (2.8)$$

Darcy-Weisbachův součinitel tření λ lze taky určit pomocí Moodyho diagramu (viz obrázek 11.), nebo ji lze získat z odvozených výpočtových vztahů příslušících k jednotlivým typům proudění kapaliny a drsnosti povrchů. V literatuře se lze ještě setkat s Fanningovým součinitelem tření označovaným písmenem f . Jeho hodnota je 4krát menší než Darcy-Weisbachův součinitel tření.



Obr. 6 Moodyho diagram [13]

Při výpočtu turbulentního proudění potrubím nekruhového průřezu se do rovnice (2.5) a do vztahů pro výpočet λ dosazuje za d ekvivalentní průměr d_e :

$$d_e = \frac{4 \cdot S}{O} \quad (2.9)$$

Kde S je průtočný průřez a O smočený obvod průřezu.

Další vliv na stanovení celkové tlakové ztráty má tlaková ztráta vlivem místních odporů

3.2.9 Tlaková ztráta vlivem místních odporů

Místní odpor je každá část potrubí (kromě rovných trubek o neměnném průměru), která způsobuje ztrátu energie proudící tekutiny. Jedná se např. o vtok do potrubí, výtok z potrubí, změna směru toku, změna průřezu potrubí, měřící čidla, armatury a jiné potrubní tvarovky. Důležitou veličinou potřebnou pro stanovení tlakové ztráty místním odporem je součinitel místního odporu, který se stanovuje vypočtem podle změřených hodnot tlakových ztrát příslušného místního odporu. Tlaková ztráta vlivem místních odporů je poté dána součtem tlakových ztrát všech místních odporů na uvažovaném úseku[11]:

$$e_{zm} = \sum \xi_i \cdot \frac{u^2}{2} \cdot \rho \quad (3.0)$$

Kde ztrátový součinitel ξ závisí na geometrickém tvaru průřezu potrubí a na Reynoldsově čísle.

Celková tlaková ztráta je dána výjimečným součtem výše uvedených složek.

3.3. Trubkové výměníky tepla

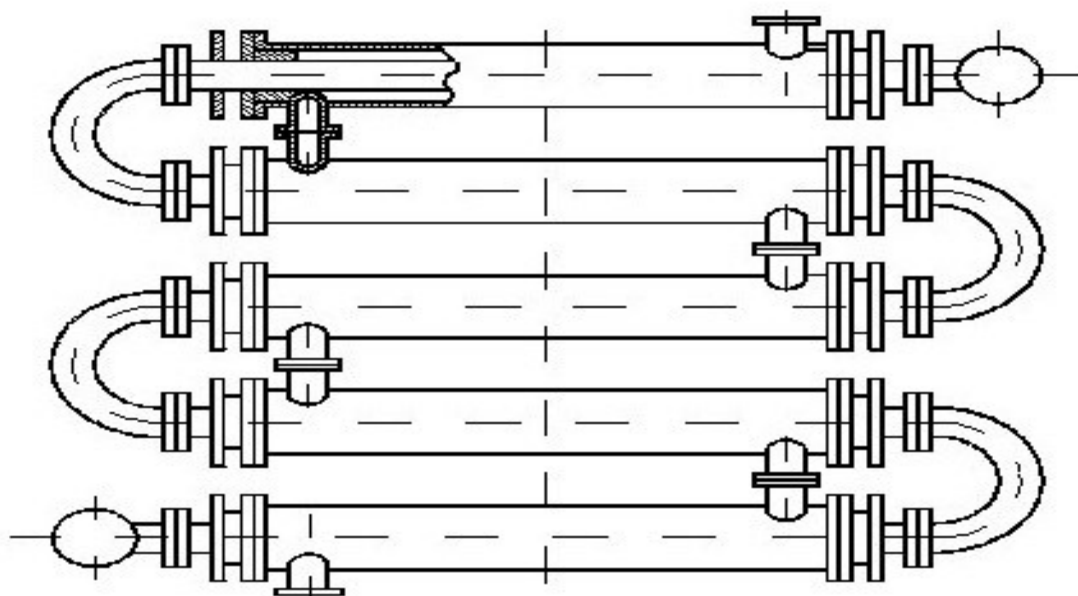
Tento typ výměníků zastává v průmyslové praxi dominantní pozici a v budoucích letech nebude snadné jej nahradit jiným typem výměníků a to především kvůli tomu, že tento typ je „standardizován“ neboli na jeho vývoji a zdokonalování pracovala celá řada odborníků a firem spojených pod organizaci TEMA[27]. Díky tomu je dnes daná problematika jednou z nejvíce probádaných a dostupných. Nutno ovšem dodat, že se jedná ve většině případů o trubkové výměníky se segmentovým systémem přepážek.

Trubkovým výměníkem rozumíme aparát, jehož teplosměnná plocha je hladká nebo žebrovaná trubka přímoosá nebo s osou vhodně tvarovanou. Trubka je nejčastěji kruhového průřezu, ale v praxi se využívá i oválného, čtvercového či kosočtvercového průřezu. Volba je důsledkem především požadovaného servisu. Tomu se přizpůsobuje i uspořádání proudů, kdy v praxi je nejčastěji k vidění protiproudé zapojení. V základu lze trubkové výměníky rozdělit do několika podskupin:

- Výměník typu trubka v trubce (článekové trubkové výměníky)
- Výměník se svazkem trubek v plášti (přímé trubky, U-trubice)
- Speciální typy (zkroucené trubky, šroubovicový výměník)

TRUBKA V TRUBCE

Článekový trubkový výměník resp. výměník dvoutrubkový, trubka v trubce. Skládá se ze dvou do sebe soustředně vložených trubek, přičemž vůle mezi vnějším průměrem menšího potrubí a vnitřním průměrem většího potrubí vymezuje mezitrubkový prostor. Hlavní výhodou tohoto typu výměníku je poměrně nenáročná údržba a značná flexibilita jejich konstrukce – kromě profilu trubek lze měnit jejich počet, prostorové uspořádání či rozteč mezi nimi. Dokážou navíc snášet i poměrně vysoké tlaky pracovních médií. Těmi jsou obvykle kapaliny. Ke zvýšení jejich výkonu může být vnitřní trubka osazena žebry. Obecně jsou však používány spíše pro menší výkony. Jeho běžné provozní teploty se pohybují -100 do 600°C. Pracovní tlak v rozmezí 30 až 140 Mpa. Tento výměník umožňuje protiproudé i souprroudé zapojení.



Obr. 7 Schematicke znazorneni člankoveho trubkoveho výměníku tepla [15]

Výhody tohoto typu výměníku jsou: jednoduchá konstrukce, čistý souprroud a protiproud, vyšší ΔT , možnost využití normalizovaných potrubí, měrné zanášení.

K nevýhodám můžeme uvést malou teplosměnnou plochu na jednotku objemu a vysoké náklady na materiál.

VÝMĚNÍK SE SVAZKEM TRUBEK V PLÁŠI (*SHELL AND TUBE*)

V praxi nejrozšířenější typ výměníku. To je dáno především jeho konstrukcí, která je schopna provozu i za vysokých teplot a tlaků, ale také díky jeho všestrannému užití. Jako pracovní média je možné použít kapaliny i plyny a to včetně jejich fázových změn

Obrovská variabilita je dána konstrukcí, která se skládá z pláště, trubkového svazku, trubkovnice, komor a přepážek. Tato skladba umožňuje návrh vždy konkrétního výměníku pro danou aplikaci, dovoluje totiž řadu modifikací. To má za následek i jeho širokou nabídku rozsahu poměrů teplosměnné plochy ku průtočnému objemu.

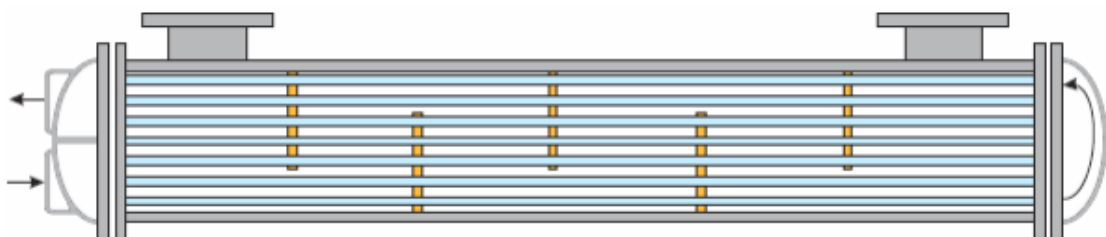
Další poněkud netypickou vlastností je samotné uspořádání proudů pracovních médií. Ta jsou po celou dobu pracovního cyklu střídavě v neustále různé orientaci. Opakovaně se dostávají do souproutého, protiproutého i křížového toku v závislosti na systému přepážek. Pracovní teplota dochází až 800 °C, rozsah tlaku stejně jako u předchozího typu 30 - 140 Mpa

K výhodám tohoto typu patří možnost standartizace podle TEMA[27], možnost využití velkého množství různých materiálů, mírné zanašení, relativně snadné čištění.

Nevýhodou jsou stejně jak u předchozího typu vysoké nároky na material i zastavěnou plochu. Taky vlivem přepážkového systému vzniká vysoká tlaková ztráta a velká hmotnost zařízení.

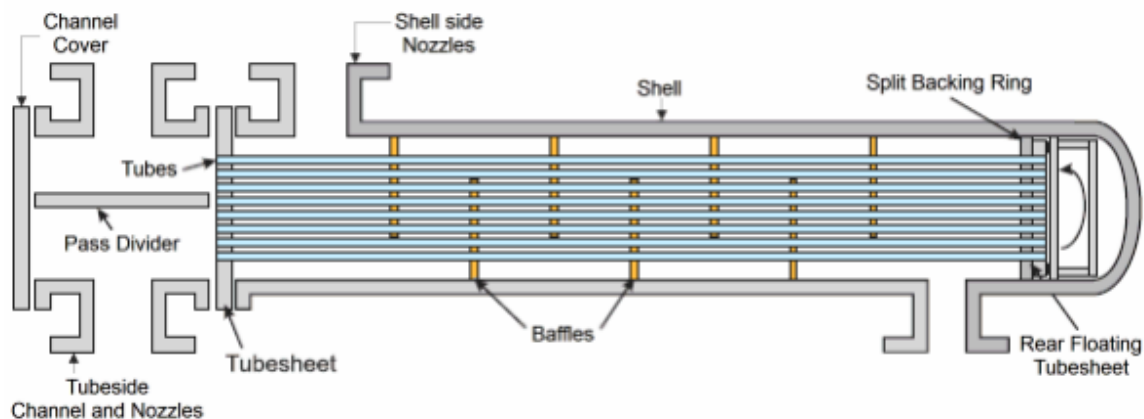
Podle konstrukčního řešení existují tři hlavní varianty:

První typ je výměník s pevnou trubkovnicí. Jeho hlavní výhodou je poměrně snadné čištění hlavně mezitrubkového prostoru, ale i vnitřního povrchu trubek. Rovněž umožňuje výměnu poškozených trubek. Jako jeden z mála je však určen výhradně pro aplikace, které zaručují malý teplotní rozdíl pracovních médií. V případech, kdy se vyskytne problém v podobě různé teplotní roztažnosti trubek, je výměník osazen kompenzátozem (vlnovým) na straně pláště.



Obr 8 Schéma výměníku s pevnou trubkovnicí [16]

Další variací je výměník tepla s plovoucí hlavou, lze díky své konstrukci poměrně snadno demontovat i čistit. Umožňuje také zachycení teplotní roztažnosti, protože hlava se může vlivem teplotních rozdílů volně pohybovat uvnitř výměníku. Dají se používat v širokém rozmezí teplot a tlaků.

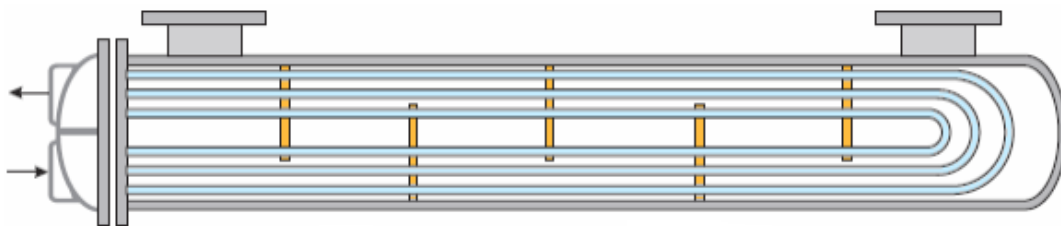


Obr.9 Schéma výměníku s plovoucí hlavou [16]

Legenda pro Obr .9:

Channel cover	-kryt komor výměníku
Tubeside channel and nozzles	-hrdla a komora na straně trubek
Pass divider	-dělič (přepážka) chodů výměníku
Tubes	-trubky uvnitř pláště
Tubesheet	-trubkovnice
Shell side nozzles	-hrdla na straně pláště (v plášti)
Shell	-plášť výměníku
Baffles	-přepážky
Rear floating tubesheet	-zadní plovoucí trubkovnice
Split backing ring	-podpěrný dělicí kroužek

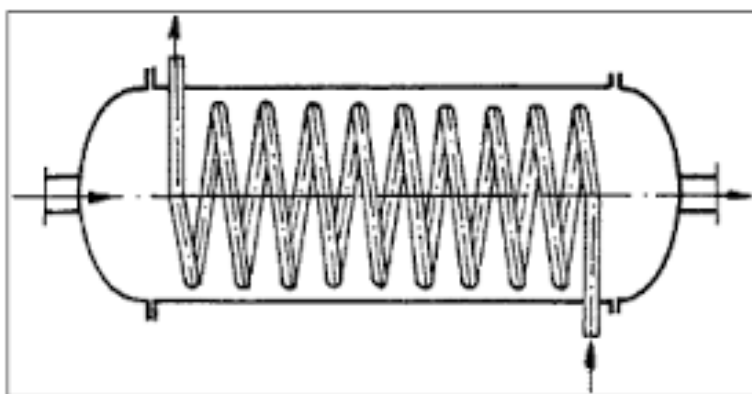
Třetí typ je vlásenkový výměník tepla. Charakteristickým znakem těchto výměníků jsou trubky tvaru U. Tento typ výměníku se často používá tam, kde je vysoký požadavek na těsnost, například u nebezpečných látek. Jako hlavní nevýhodu lze označit prakticky nemožné mechanické čištění trubek a také nemožnost výměny pouze jednoho kusu potrubí.



Obr.10 Schéma výměníku s U-trubkami [16]

Specialním typem výměníku je výměník se šroubovitě vinutými trubkami.

Trubky u tohoto typu výměníku jsou uvnitř pláště vinuty šroubovitě. Mohou být vinuty i ve více řadách. Schéma je znázorněno na Obr. 16. Výhodou je jednoduchá výroba a využití čistého protiproudu při zachování příčného obtékání trubek média na vnější straně. Nevýhodou je nutnost výměny celé trubky při opravách a horší využití vnitřního prostoru.

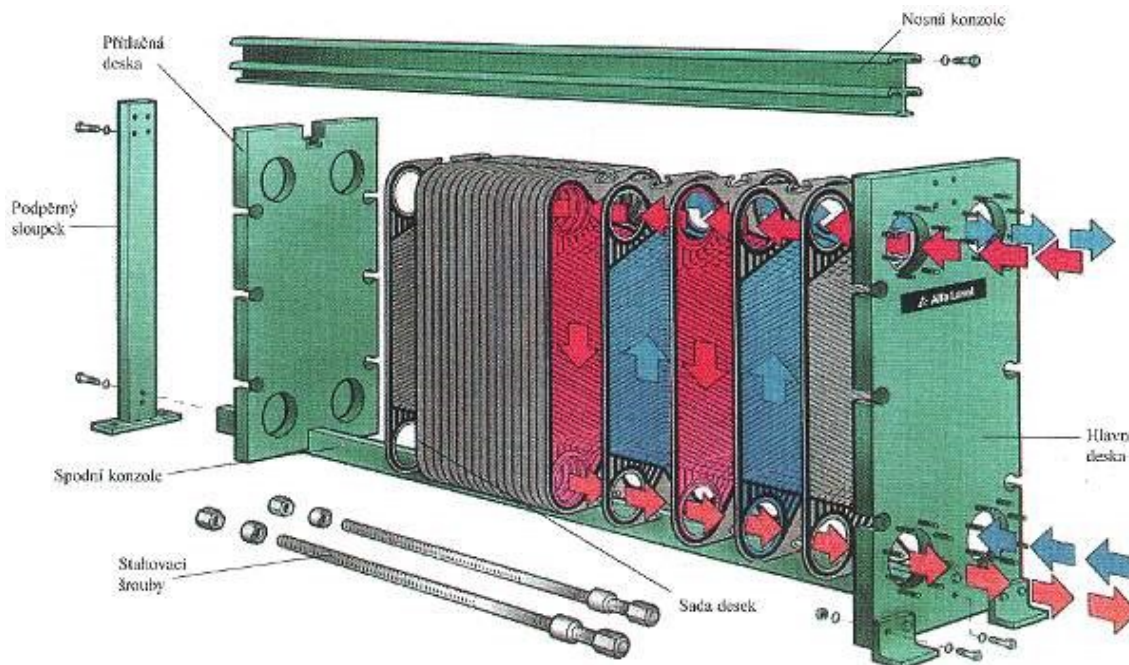


Obr. 11 Schéma výměníku se šroubovitě vinutými trubkami [17]

3.4. Deskové výměníky tepla

Pro svou geometrii bývají často označovány i jako kompaktní výměníky tepla. To je tedy jejich hlavním přínosem pro celou škálu průmyslového využití. Další jejich významnou vlastností je spolehlivost i při velice nežádoucích nebo extrémních servisech. Deskové výměníky tepla patří mezi neoptimálnější výměníky při poměru teplosměnných ploch a průtoků pracovních médií. Jako pracovní médium se zde využívá výhradně voda, která protéká mezi jednotlivými vhodně natvarovanými deskami, které jsou k sobě pevně připojeny. Výkon výměníku ovlivníme tím, kolik desek bude na sebe připojeno. Z hlediska zanášení je zajímavé, že deskové výměníky jsou k tomuto nežádoucímu jevu méně náchylné než běžné trubkové výměníky. Podle typu desek se dělí na šípové a vlachové. Důležitým prvkem je výběr pracovních desek. Ty mohou být buď hladké nebo různě profilované. Profilované dosahují větší teplosměnné plochy a intenzivnějšího proudu

média, ovšem za cenu vyšších tlakových ztrát a náročnosti výroby. Pro tyto jejich specifické vlastnosti jsou součástí know-how výrobních firem, proto také dostupnost potřebných dat pro návrh deskového výměníku je pro řadového technologa dosti obtížná nebo nákladná [3].



Obr. 12 Deskový výměník tepla [18]

Výhodou deskových výměníků oproti trubkovým je v kompaktnosti řešení, velká turbulence proudu pracovních látek a malá tlouška stěny.

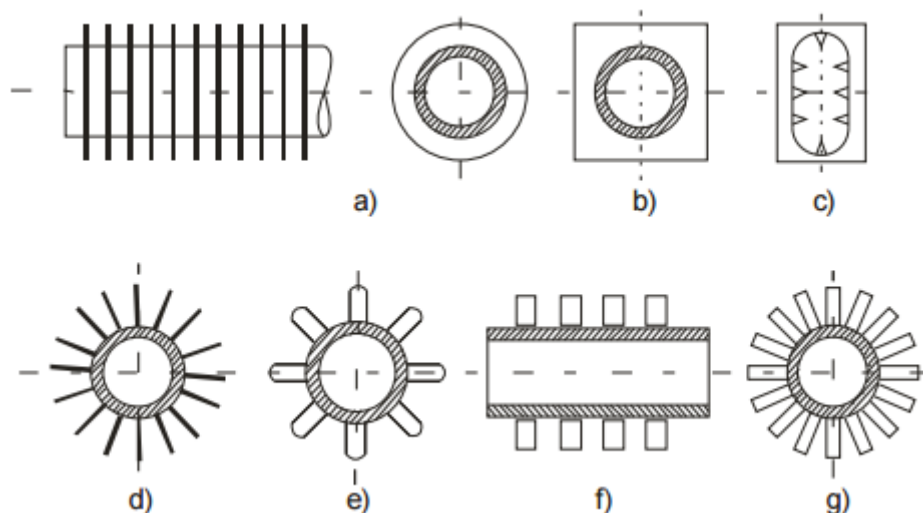
Nevýhodami deskových výměníků jsou v omezení pracovních teplot do 270 °C (dáno použitým těsněním mezi deskami) problémy s dosažením těsnosti při větších tlacích.

3.5. Intenzifikace přestupu tepla

Při požadavku zvýšení přenášeného tepelného výkonu mezi médii ve výměníku a zároveň zachování přibližného rozměru výměníku jak už z ekonomického nebo geometrického hlediska, se přistupuje k osazení svazku trubek zvětšenými povrchy (žebry nebo trny). Používá se hlavně v případě, kdy má jedna z pracovních látek větší součinitel přestupu tepla než druhá pracovní látka. Zvětšenými povrchy se opatří strana s nižším součinitelem přestupu tepla α . Výsledkem je zvětšení teplosměnné plochy A výměníku a tím i přenášeného výkonu Q , jak je patrné z rovnice přenosu tepla (1.3).

Úpravu povrchu trubky zvětšenými povrchy lze provádět jak na vnější straně, tak i na straně vnitřní. Způsob realizace lze klasifikovat do skupin podle geometrického

uspořádání, a to na žebrování podélná, příčná, šroubovicově vinutá a na trnování. Podélná žebra jsou vhodná při podélném obtékání trubek. Při příčném obtékání se používají obvodová žebra. Trny mohou být použity jak pro příčné, tak i podélné obtékání. Jednotlivé typy jsou znázorněny na obrázku Obr.13.



Obr. 13. Základní druhy žebrováných a trnovaných povrchů [19]

Legenda k Obr. 13 a, b - trubka s kruhovými nebo čtvercovými žebry, c - litinová trubka s vnitřním žebrováním a vnějším žebrováním, d - podélné žebrování, e - páskové žebrování podélné, f - žebrování s drátovým profilem, g - trnování

Další možností intenzifikace přestupu tepla jsou vnitřní vestavby (statické směšovače). Ty bývají tvořeny buďto drátěnou spirálou (viz obr. 14 a)) nebo kroucenými pásky (viz obr. 14 b)). Výhoda těchto vestaveb není jen ve zvýšení součinitele přestupu tepla, ale také lze v jistých případech výrazně snížit zanášení během provozu. Na druhou stranu mají vestavby negativní vliv v podobě zvýšení tlakové ztráty proudícího média.



a)



b)

Obr. 14. Vnitřní vestavba – a) kroucený pásek [21], b) drátěná spirála [20]

Rešerše

Jak bylo uvedeno v předchozích kapitolách, stanovení součinitele přestupu tepla je obtížný proces. Například pro trubkový výměník lze stanovení rozdělit na další dvě etapy

- Součinitel přestupu tepla v trubce
- Součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru

3.6. Součinitel přestupu tepla v trubce

Ve zdroji [12] byly stanoveny vztahy pro spočítání Nu v závislosti na typu proudění.

Laminární oblast: $Re < 2300$

Rychlostní profil a přenos tepla plně vyvinutého laminárního toku (v dlouhých trubkách) a rozvíjejícího se laminárního toku se liší. Spojením těchto dvou metod byl odvozen univerzální výpočet středního Nusseltova čísla platný pro celý rozsah délek.

$$Nu_{TP,lam} = (Nu_{TP,lam 1}^3 + 0,7^3 + (Nu_{TP,lam 2} - 0,7)^3 + Nu_{TP,lam 3}^3)^{\frac{1}{3}} \quad (3.1)$$

Kde asymptota pro nízké hodnoty $Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{l}$

$$Nu_{TP,lam 1} = 3,66 \quad (3.2)$$

asymptota pro vysoké hodnoty $Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{l}$

$$Nu_{TP,lam 2} = 1,615 \cdot \sqrt[3]{Re \cdot Pr \cdot \frac{d_{tr}}{l_{tr}}} \quad (3.3)$$

asymptota pro nízké hodnoty $\frac{d}{l}$

$$Nu_{TP,lam 3} = \left(\frac{2}{1+22 \cdot Pr}\right)^{\frac{1}{6}} \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_{tr}}{l_{tr}}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.4)$$

Turbulentní oblast: $Re > 10^4$

Přechod z laminární oblasti do turbulentní začíná okolo hodnoty $Re = 2300$ a plně vyvinutý turbulentní tok lze očekávat okolo hodnoty $Re = 10^4$. Výpočet součinitele přestupu tepla pro tuto oblast proudění je dle vztahu Gnielinski [12] dán rovnicí

$$Nu_{TP,turb} = \frac{\left(\frac{\lambda_f}{8}\right) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\lambda}{8}} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \cdot \left(1 + \left(\frac{d_{tr}}{l_{tr}}\right)^{\frac{2}{3}}\right) \quad (3.5)$$

Kde

$$\lambda_f = (1,8 \cdot \log_{10} \cdot Re - 1,5)^{-2} \quad (3.6)$$

Přechodová oblast: $2300 < Re < 10^4$

Oblast kde tekutina mění typ proudění z laminárního na turbulentní.

Rotta [12] aby popsal časové posloupnosti, zavedl „inerrmittency faktor γ “

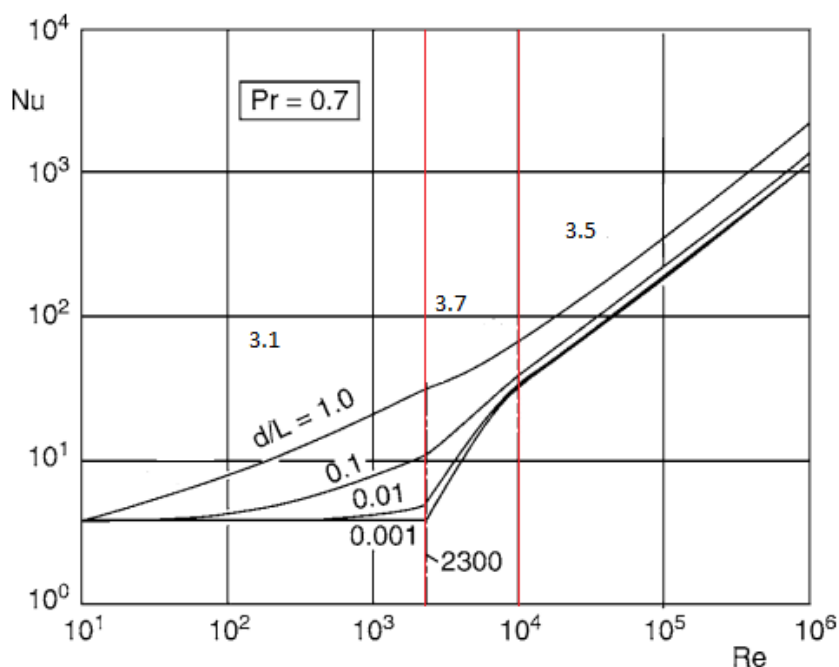
Kdy $\gamma = 1$ proud je pouze turbulentní

$\gamma = 0$ proud je pouze laminární

následující rovnice popisuje experimentální data

$$Nu = (1 - \gamma) \cdot Nu_{lam,2300} \cdot Nu_{turb,10^4} \quad (3.7)$$

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300} \quad 0 \leq \gamma \leq 1 \quad (3.8)$$



Obr. 15 Závislost Nu na Re dle rovnic (3.1), (3.5), (3.7) pro přenos tepla v kruhovém potrubí při $Pr = 0,7$ [12]

3.7. Tlaková ztráta v trubkách

Jak bylo uvedeno v predochozí kapitole č. 4.1, tlaková ztráta prouděním v trubce závisí na Re a geometrii trubky potřebné pro výpočet součinitele tření. Ve své práci Celen a Dalkilic[14] experimentálně stanovili závislost mezi uvedenými veličinami. Na Obr. 16 je ukázána závislost tlakové ztráty na Re a přestupu hmoty pro hladké potrubí a pro mikrožebrované trubky

Tab 1 Experimentální údaje tlakové ztráty pro hladké a mikrožebrované trubky[14]

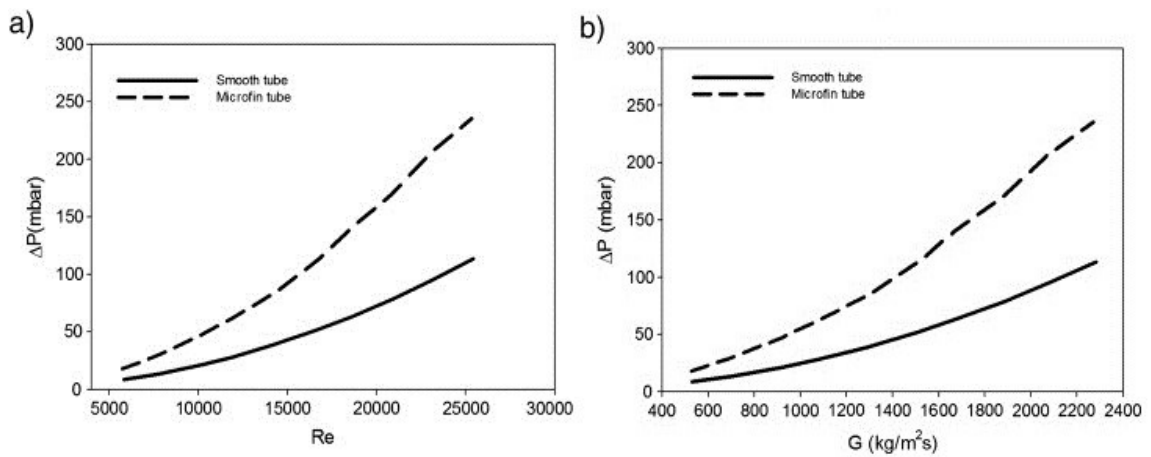
Parameter	Unit	Smooth tube 2	Micro-fin tube
Length (L)	mm	1100	1100
Outside diameter (D_o)	mm	10	8
Inside diameter (D_i)	mm	8	7.48
Thickness (t)	mm	1	0.26

Experimental pressure drop data for smooth and microfin tubes.

Smooth tube			Microfin tube			Pressure drop augmentation $P_{\text{microfin}}/P_{\text{smooth}}$
Re	G	ΔP	Re	G	ΔP	
–	kg/m ² s	mbar	–	kg/m ² s	mbar	
5809	528	8.70	5725	526	18.00	2.07
7759	705	13.60	7657	695	29.20	2.15
10,167	924	21.47	10,140	920	47.40	2.21
11,881	1075	28.02	11,850	1070	61.50	2.19
14,183	1283	38.54	14,353	1295	84.40	2.19
16,678	1509	52.01	16,842	1521	114.40	2.20
18,631	1679	63.42	18,582	1671	140.60	2.22
20,949	1886	78.97	20,894	1877	170.00	2.15
23,089	2075	94.58	23,027	2065	205.70	2.17
25,420	2282	113.41	25,353	2271	235.70	2.08

Legenda pro Tab 1.:

L-délka, D_o -vnější průměr, D_i -vnitřní průměr, t-tloušťka,



Smooth tube – hladká trubka, Microfin tube – mikřižebrovaná trubka.

Obr. 16 a) závislost tlakové ztráty na Re pro hladké a mikrožebrované potrubí, b) závislost tlakové ztráty na přestupu hmoty pro hladké a mikrožebrované [14]

3.8. Součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru

Určování tohoto součinitele je obtížné, mezi nejznámější metody pro tento účel patří metody podle Kerna, Bell-Delaware. Kernova metoda je nejjednodušší, ale zároveň také nejméně přesná je založena na experimentálních návrzích výměníků tepla. Tato metoda je založena na objemovém proudění média, které vzniká v důsledku tlakového spádu. Korelace jsou založeny na celkovém toku proudu, kdy nejsou uvažovány korelační faktory jednotlivých proudů v mezitrubkovém prostoru. Odhad velikosti součinitele přestupu tepla u této metody je vcelku přesný, naopak u tlakových ztrát tento odhad je přesný méně, protože tlaková ztráta je ovlivňována proudy, vznikajícími u přepážek [22].

Serna a Jimenez [23] ve své práci popsali metodu Bell-Delaware jako metodu, která uvažuje do výpočtu vliv zkratových a obtokových proudů.

V práci uvádějí, že celkový součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru je násobek ideálního součinitele α_{id} s množstvím korelačních faktorů J_{tot} a má tvar:

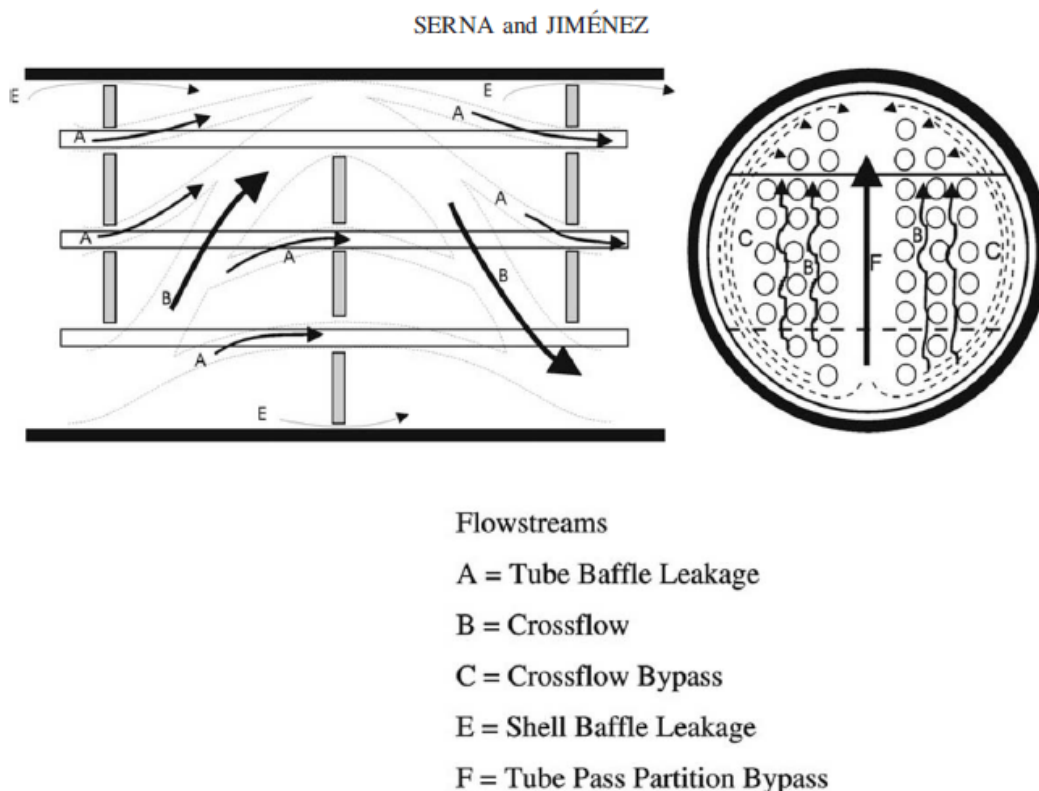
$$\alpha = \alpha_{id} \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_s \cdot J_r = \alpha_{id} \cdot J_{tot} \quad (3.9)$$

kde α_{id} popsán jako:

$$\alpha_{id} = \frac{\phi_s \cdot k_s \cdot J_{si} \cdot Re_s \cdot (Pr_s)^{\frac{1}{3}}}{D_{tr} \cdot (10^{-3})} \quad (4.0)$$

k_s je tepelná vodivost média v plášti, ϕ_s je korekční koeficient viskozity, J_{si} je koeficient přenosu tepla pro ideální trubku, Re_s a Pr_s hodnoty Reynuldsa i Prandtla pro média v plášti.

J_c korelační faktor pro geometrii přepážek, J_l korelační faktor pro proudy A a E, J_b korelační faktor pro proudy C a F, J_s korelační faktor pro rozteče přepážek, J_r korelační faktor pro nežádoucí teplotní gradient při nízkých Reynoldsových číslech. Podrobnější popis faktoru lze najít v literatuře [24]



Obr. 17 Proudý v mezitrubkovém prostoru [23]

Legenda pro Obr. 22

A – Prstencový otvor mezi trubkou a dírou v přepážce. Proud vzniká kvůli rozdílnému tlaku „před“ a „za“ přepážkou. Přenos tepla je intenzivnější v místě prstencového otvoru.

B – Proud tekoucí kolmo k trubkám v prostoru mezi přepážkami. Tento proud velkou měrou ovlivňuje přenos tepla, ale i tlakové ztráty.

C – Proud tekoucí mezi trubkovým svazkem a pláštěm výměníku. Kvůli díram v přepážkách, které nemohou být vrtány v blízkosti okraje přepážky kvůli narušení pevnosti přepážky. Tento proud není tak efektivní pro zvýšení přenosu tepla díky styku jen s okrajovými trubkami.

E – Proud tekoucí mezi okrajem přepážky a pláštěm výměníku. Tento proud je nejméně efektivní pro přenos tepla, protože proud je v minimálním kontaktu s trubkami. V případě laminárního toku nemusí proud přijít vůbec do kontaktu s trubkami

F – Proud tekoucí podél přepážky mimo svazek trubek (buď ve směru vertikálním či horizontálním, podle uspořádání svazku trubek). Tento proud je pro přenos tepla méně efektivní než proud A, ale více efektivní než proud C.

3.9. Tlakové ztráty mezitrubkových prostorů

Tlakovou ztrátu na straně pláště ΔP_s což je v podstatě proudění mezitrubkovým prostorem. Metoda Bell-Delawara popisuje ztrátu jako součet několika členů [23] :

$$\Delta P_s = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e \quad (4.1)$$

Kde ΔP_c tlaková ztráta vnitřním křížovým tokem, ΔP_w ztráta a ztráta prouděním ve vstupní a výstupní sekci ΔP_e .

Tyto hodnoty se počítají nejprve pro ideální trubkový svazek, až pak se koregují na těsnosti a bypass proudy. Vztah pro ztrátu křížovým obtékáním svazku ideálních trubek je[23]:

$$\Delta P_{bi} = \frac{2 \cdot D_s \cdot \rho_s}{\phi_s \cdot L_{pp}} \cdot \left[1 - 2 \cdot \left(\frac{B_c}{100} \right) \right] \cdot f_{si} (v_s)^2 \quad (4.2)$$

Kde D_s je vnitřní průměr pláště, B_c procentní poměr průměru přepážky k D_s , L_{pp} je rozteč mezi trubkami ve směru proudění, f_{si} je třecí faktor pro svazek ideálních trubek, v_s rychlost proudění

Pro turbulentní tok v plášti kde $Re_s > 100$ se tlaková ztráta v okně pro svazek ideálních trubek počítá:

$$\Delta P_{wi} = \left[(1 + 0,3 \cdot N_{tcw}) \left(\frac{S_m}{S_w} \right) \cdot \rho_s \right] \cdot (v_s)^2 \quad (4.3)$$

Pro laminární tok $Re_s < 100$

$$\Delta P_{wi} = 26 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{(v_s) \cdot \mu_s}{\sqrt{\frac{S_w}{S_m}}} \left[\frac{N_{tcw}}{L_{tp} - D_t} + \frac{L_{bc}}{D_w^2} \right] + \left(\frac{S_m}{S_w} \right) \cdot \rho_s \cdot (v_s)^2 \quad (4.4)$$

L_{tp} je rozteč mezi trubkami, N_{tcw} je počet efektivních řádků trubek v přepážce, S_m je minimální plocha příčného proudu ve pláště S_w je celková plocha příčného proudu přes jednu přepážku, ρ_s je hustota kapaliny

Tlaková ztráta vnitřním křížovým tokem ΔP_c se počítá jako

$$\Delta P_c = \Delta P_{bi} \cdot (N_b - 1) R_b R_l \quad (4.5)$$

N_b je počet přepážek, R_b a R_l je korekční faktory

Kombinace tlakových ztrát všech sekcí se počítá

$$\Delta P_w = N_b \cdot \Delta P_{wi} \cdot R_l \quad (4.6)$$

Tlaková ztráta ve vstupních a výstupních sekcích uváděna jako:

$$\Delta P_e = \Delta P_{bi} \cdot \left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}}\right) \cdot R_b \cdot R_s \quad (4.7)$$

Kde N_{tcc} je počtem řádků efektivních trubek obtékajících v jedné sekci křížového toku.

Dále celková ztráta má tvar:

$$\Delta P_s = \left[(N_b - 1) \cdot R_b \cdot R_l + \left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}}\right) \cdot R_b \cdot R_s \right] \cdot \Delta P_{bi} + N_b \cdot \Delta P_{wi} \cdot R_l \quad (4.8)$$

Kde R_b, R_l, R_s je korekční faktory.

Ve svém experimentu Ozden a Tari [25] porovnali výsledky obou metod Kerna a Bell-Delaware se simulací proudění v plášti výměníku vypočtenou pomocí CFD (Computational Fluid Dynamics) a taky znázornili vliv vzdálenosti mezi přepážkami a velikostí otvoru.

Tab. 2 Základní geometrické parametry použitého výměníku[25]

Shell size, D_s	90mm
Tube outer diameter, d_o	20mm
Tube bundle geometry and pitch	Triangular, 30mm
Number of tubes, N_t	7
Heat exchanger length, L	600mm
Shell side inlet temperature, T	300K
Baffle cut, B_c	36%
Central baffle spacing, B	86mm
Number of baffles, N_b	6

Legenda k Tab 2:

D_s průměr pláště,

d_o vnější průměr trubek,

„*Tube bundle geometry and pitch*“ uspořádání trubek 30° a rozteč 30mm,

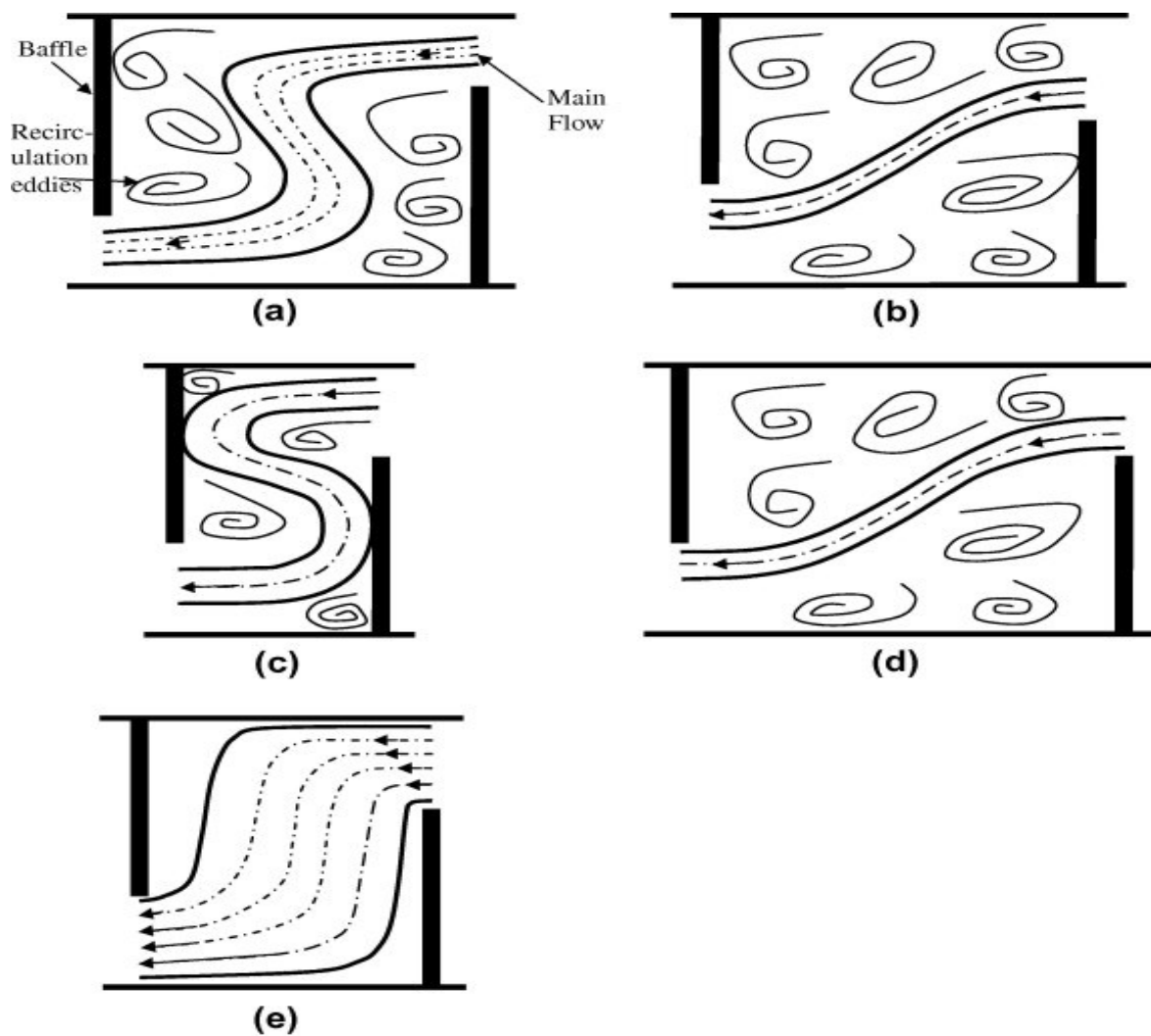
N_t je počet trubek, L délka výměníku

T vstupní teplota média ve pláště,

B_c procentní poměr průměru přepážky k průměru pláště,

B Centrální odstup přepážky,

N_b počet přepážek



Obr. 18 Shématické ukázka vlivu vzdálenosti mezi přepážkami a otvory na hlavní proud a vznik víru: a) malý otvor, b) velký otvor, c) malá vzdálenost mezi přepážkami, d) velká vzdálenost mezi přepážkami, e) ideální vzdálenost a otvor [25].

Tab. 3 Výsledky analýzy CFD a metod Kerna a Bell-Delaware pro různé vzdálenosti mezi přepážkami [25].

N_b	Mass flow rate (kg/s)	Results of the CFD analysis				Analytical calculations			
		Shell side outlet temp. (K)	Heat transfer coeff. ($W/m^2 K$)	Shell side pressure drop (Pa)	Total heat transfer rate (W)	Kern method		Bell-Delaware method	
						Heat transfer coeff. ($W/m^2 K$)	Heat transfer coeff. ($W/m^2 K$)	Shell side pressure drop (Pa)	Total heat transfer rate (W)
6	0.5	340.4	2514	1522	84852.9	2147	2213	1248	84,442
	1	330.18	3757	6168	131,785	3086	3311	4597	126,125
	2	326.64	6768	24,963	240,506	4489	5025	18,640	222,644
8	0.5	341.35	2699	2206	89,706	2572	2584	1975	86,431
	1	334.64	4268	8634	145,517	3724	3961	7069	144,782
	2	332.03	7811	34,371	268,975	5427	5941	28,720	267,727
10	0.5	344.63	2869	3042	94,160	2976	2933	2618	93,298
	1	337.72	4736	11,944	159,624	4311	4432	10,708	157,669
	2	335.38	8784	47,191	298,677	6285	6745	43,969	295,756
12	0.5	346.34	3015	3980	98,289	2984	3254	3758	96,878
	1	340.31	5115	15,435	170,693	4328	4921	15,453	168,509
	2	338.36	9621	60,930	323,457	6318	7507	63,819	320,694

Legenda:

„Shell side outlet temp“ výstupní teplota ve pláště

„Heat transfer coeff“ součinitel přestupu tepla

„Shell side pressure drop“ tláková ztrata ve pláště

„Total heat transfer coeff“ celokvový součinitel přestupu tepla

Jak lze vidět z tabulky 3, procentní difference hodnot CFD analýzy a Bell-Delaware je 0.4-30%, v porovnání s metodou Kerna kde je procentní difference v rozsahu 1.2- 44%.

3.10. Programy pro výpočet

3.10.1 Profesionální licencované softwary

HTRI Xchanger Suite je profesionální softwar sloužící pro tepelný a hydraulický výpočet výměníku. Taky je na trhu dostupná celá řada podpurných programů komerčního a nekomerčního původu, které slouží k celkové souhrnné analýze hmotových a

energetických bilancí výrobních procesů. Mezi programy, které jsou využívány v průmyslu, a umožňují tepelně-hydraulické výpočty výměníků tepla, patří například ChemCAD. V návaznosti na výše uvedené softwary byl pro návrh výměníku tepla v této práci použit program HTRI

- Software HTRI Xchanger Suite

Program HTRI Xchanger Suite patří mezi komerční profesionální softwary. Jeho zaměření je na návrh a kontrolu zařízení sloužící k přenosu a výměně tepla. Opírá se o ověřené výpočtové vztahy pro reálné průmyslové aplikace, které jsou pravidelně aktualizovány a ověřovány

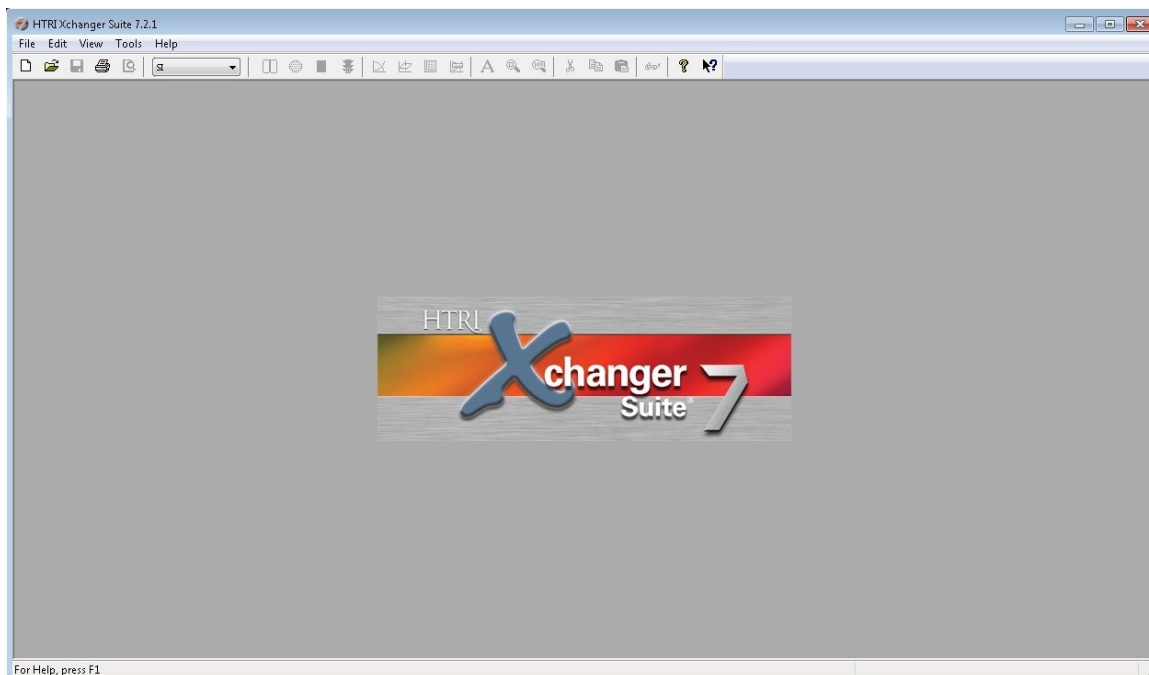
Program obsahuje široké spektrum výpočtových postupů, což umožňuje například výpočet jednofázového či vícefázového proudění, kondenzace a varu. Jeho nepochybnou výhodou jsou také databáze chemicko-fyzikálních vlastností pracovních médií (více než 100 látek), materiálů, rozměrů trubek a hrdel. Kromě zabudované databáze program umožňuje uživateli zadat vlastní materiál a jeho vlastnosti. Vstupní hodnoty je možné zadávat v jednotkách SI, U. S. nebo MKH.

Program HTRI disponuje speciálními vlastnostmi, jako například:

- pro jednotlivé typy výpočtu jsou požadovaná data v červeném obdélníku,
- možnost výpočtu několika konstrukčních řešení výměníku a výběr nejvhodnějšího
- 2D a 3D nákres výměníku,
- možnost určení omezení rychlostí a tlakových ztrát, kdy při nedodržení těchto hodnot dojde k označení výměníků za nevhodné
- vykreslení profilu fyzikálních vlastností pracovních médií.

Výstupem z programu HTRI je více než stostránkový výsledkový soubor ve formátu pdf, kde jsou přehledně shrnuty všechny parametry (zadané i vypočítané) výměníku.

Protokol obsahuje také průběh vlastností (hustota, viskozita, vodivost, entalpie) obou pracovních látek v závislosti na změně teploty a vibrační analýzu. Program HTRI je komplexní program určený k výpočtům zařízení na výměnu tepla, který je na trhu jediný. Cena programu HTRI je tak poměrně vysoká a proto se tato investice vyplatí pouze společností, které se zabývají výhradně touto problematikou.



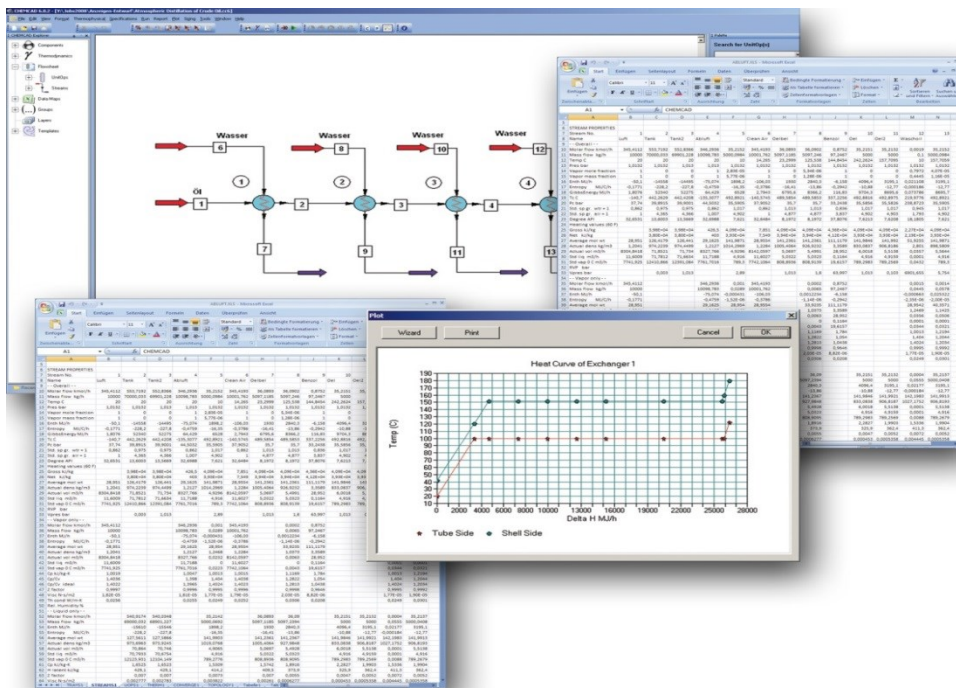
Obr. 19 Úvodní strana programu HTRI Xchanger Suite verzi 7.2.1

- Nastavba CC-Therm softwaru ChemCAD

Program ChemCAD s jeho nadstavbou CC-Therm, která slouží právě k návrhu a kontrole nejčastěji používaných typů výměníků tepla. Jako vstupní data program vyžaduje řadu konstrukčních a technologických údajů, které je nutno vyplňovat do postupně vyskakujících panelů bez možnosti vlastních korekcí.

Typické aplikace CC-THERM

- Shell and tubes, dvojité trubkové a deskové výměníky tepla
- vzduchový chladič
- výpočet celkového součinitele prostupu tepla



Obr. 20 Úvodní strana programu ChemCad CC-TERM [26].

3.10.2 Dostupné nekomerční softwary

- ABCO Heat Exchanger Calculations

Tento výpočtový program slouží pro rychlý odhad velikosti výměníků tepla. Nabízí možnost tří typů výměníků – deskový s profilovanými deskami, trubkový se svazkem trubek v plášti a žebrovaný trubkový chlazený vzduchem.. Na obr. 21 je znázorněno uživatelské prostředí programu i se z části vyplněnými údaji o pracovních látkách.

General Lay-Out of AB&CO Heat Exchangers
Transfer of heat between two fluids - liquids or gasses

AB&CO · TT BOILERS www.abco.dk

		Fluid 1	Fluid 2
Mass Flow	kg/h	3 000	3 000
Specific Heat	kJ/kgK	4,000	4,000
Temperature, inlet	°C	10,0	80,0
Temperature, outlet	°C	60,0	30,0
Capacity	kW	166,7	
Aritm. Mid. Temp. Diff. (MTD) K		20,0	

Correction Factor - Counter/Cross Flow (CCCF)
The CCCF corrects the MTD value when the flow is not pure counter flow i.e. the two fluids move towards each other, especially when the hot fluid outlet temperature is lower than the cold fluid outlet temperature. The CCCF then becomes lower than 1,0.

Correction Factor (CCCF)		0,9
MTD Corrected	K	18,0

What kind of heat exchanger will you use ? (see the explanation below)
Plate Type (1) Shell & Tube (2); Winded-up Tube Coil (3); Extended Surface / Fins (4); Others (5)

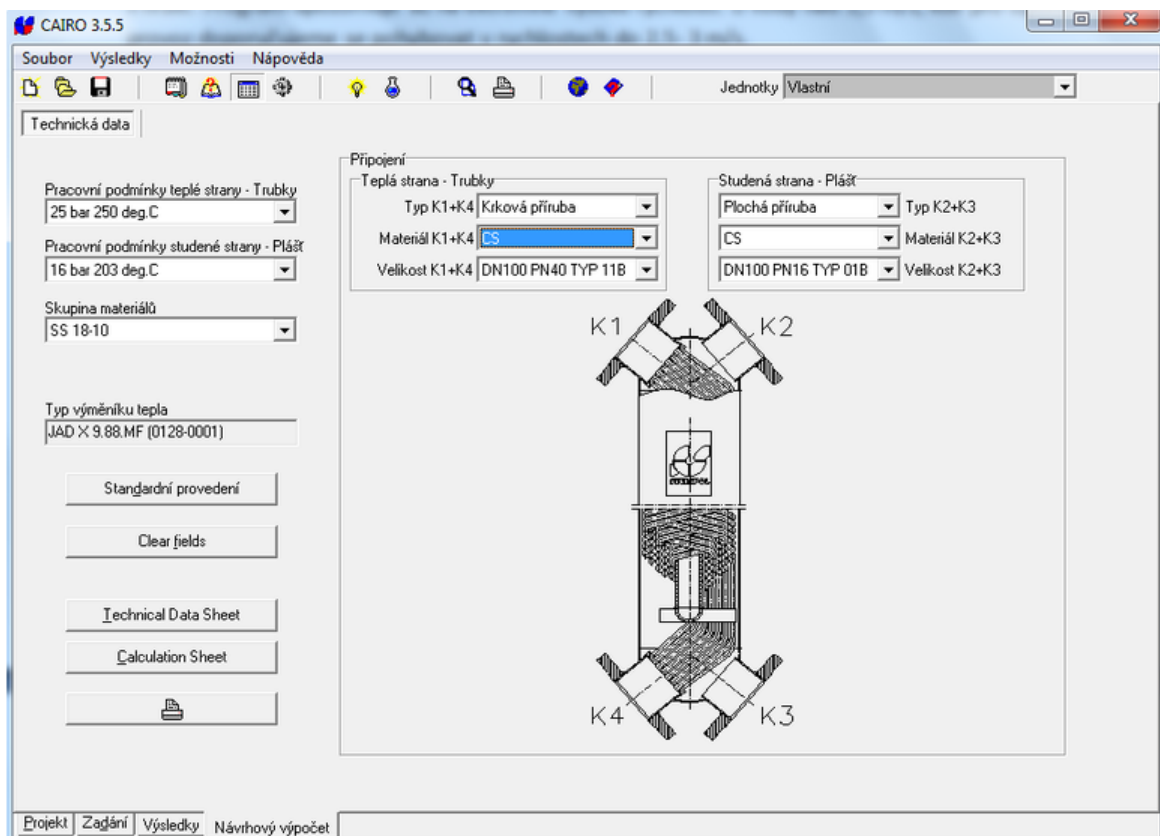
PLATE HEAT EXCHANGER - compact solution and the most economical type for liquid
Heat transfer coefficients each side - liquid up to 20.000 W/m²K, gas up to 500 W/m²K
Quite sensitive to high temperatures, high pressures, pressure variations. Not good for gas/air

The diagram shows a 3D perspective of a plate heat exchanger. Two parallel plates are shown, with fluid flow paths indicated by arrows. The top plate is labeled with a temperature of 30,0 and the bottom plate with 10,0. The flow direction is indicated by arrows pointing towards each other, representing counter-flow.

Obr.21 Uživatelské prostředí programu ABCO Heat Exchanger Calculations [28]

- Výpočtový program pro návrh výměníků CAIRO

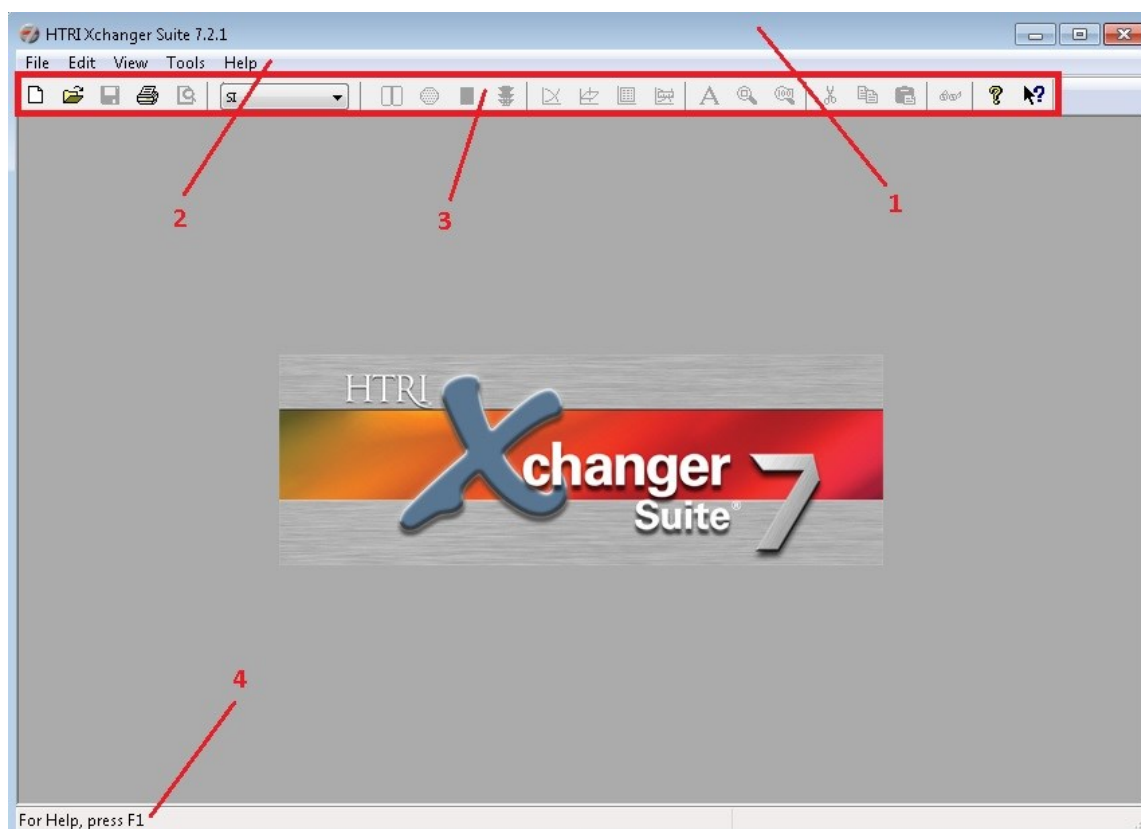
Osvědčený výpočtový program CAIRO společnosti Secespol pro návrh deskových a trubkových výměníků tepla. Program umožňuje detailní vyobrazení tlakových ztrát a standardního připojení výměníků. Dále je možný návrh vysoko-výkonových trubkových spirálových výměníků JAD 14.114(.10), JAD X 17.217(.10) a JAD 26.480. Všechny verze trubkových výměníků jsou rovněž k dispozici s vrubovanými trubkami [29]



Obr. 22 Pracovní prostředí programu CAIRO 3.5.5 [29]

4. Praktický výpočet

Na začátku práci s programem je nutné seznámit se s jeho prostředím a možnostmi nastavení. Prvním a zásadním rozhodnutím je volba řešeného typu zařízení. To proto, že tato volba zpřístupní specifické rozhraní, ve kterém se bude daný aparát počítat. Všechna tato rozhraní si jsou velice podobná, což usnadňuje práci s tímto programem. Na obr. 23 je vidět úvodní okno, které se objeví při spuštění programu



Obr. 23 Úvodní okno programu HTRI.

Záhlaví: V záhlaví je ukázáno o jaký typ aplikace se jedná, její verze (V tomto případě je tedy spuštěna aplikace HTRI Xchanger Suite ve verzi 7.2.1). Při spuštění již konkrétní úlohy je v hranatých závorkách uveden název úlohy (název souboru uloženého na disku). Na obr. 23 označeno pod šipkou s popisem 1.

Hlavní lišta:

Je na obr. 23 vyznačena šipkou s popisem 2. V její nabídce je standardní možnosti nastavení jaké jsou u všech moderních aplikací. Jedná se o příkazy pro správu souboru, editaci, možnosti zobrazení, nástroje atd.

Pracovní lišty:

Jsou na obr. 23 vyznačeny šipkou s popisem 3. Funkce jako „*nový dokument*“ či „*otevřít*“ jsou běžně známé a není nutné je tedy podrobně popisovat. Zbývající ikony jsou zašedlé, tedy zatím nepřístupné. Přístup k nim je podmíněn spuštěním úlohy, avšak jejich nabídka je v této liště neměnná po celou dobu práce s programem bez ohledu na spuštěný typ řešené úlohy.

Informační lišta:

Je na obr. 23 vyznačena šipkou s popisem 4. Její umístění je ve spod okna programu.

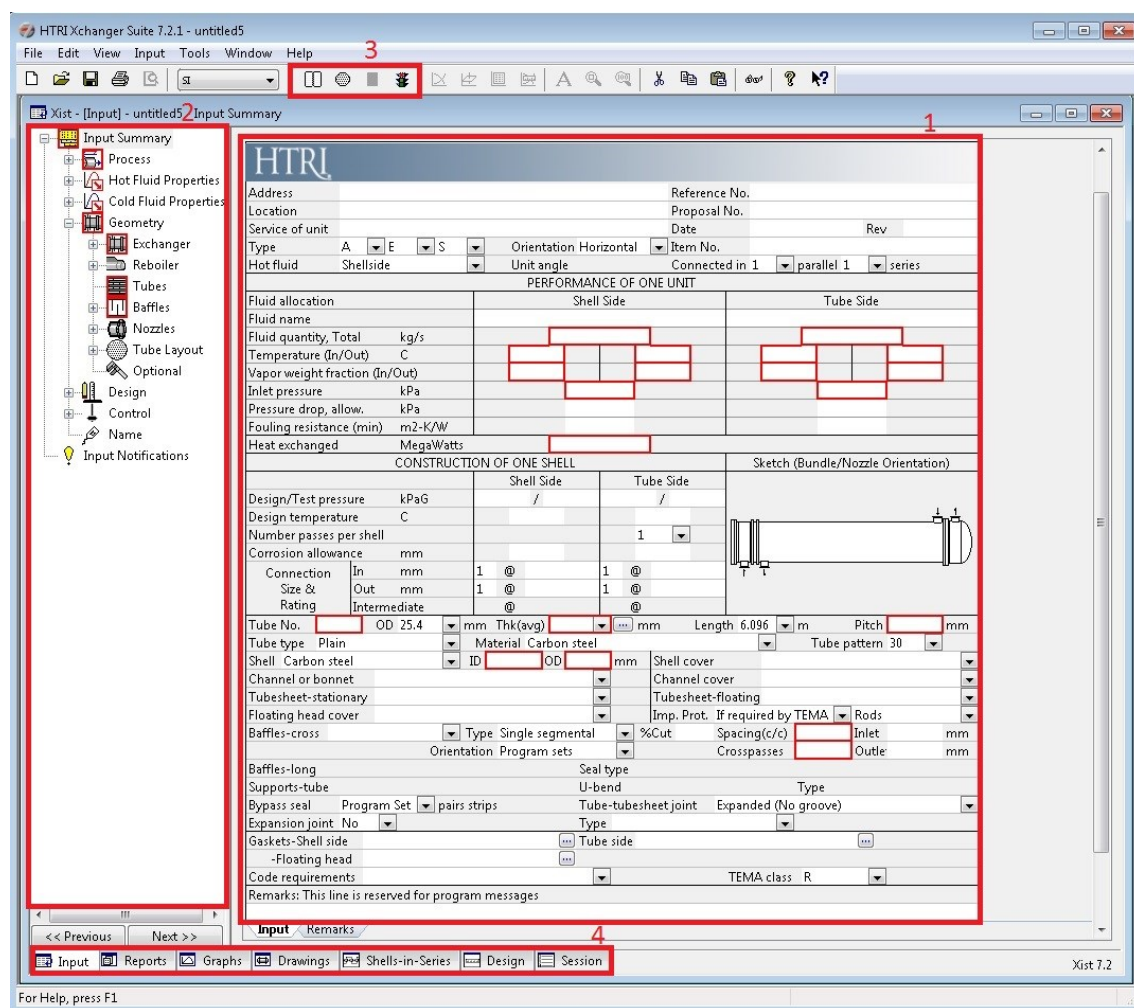
V jejím levém rohu je zobrazena nápověda, další popisy jsou viditelné až při spuštění úlohy následovně: vprostřed je umístěn indikátor změn vstupních parametrů, který je buďto prázdný (žádná změna vstupních dat) nebo ke změně vstupních dat došlo, pak se vyobrazí popisek „*modified*“. V pravém rohu je analogicky vyobrazen indikátor výstupních parametrů informující o průběhu, konci nebo přerušení úlohy.

Ovládací prvky:

Základní ovládací prvky programu jsou typické pro programy pracující v prostředí OS Windows.

Na obr. 24 je zobrazeno úvodní okno nové úlohy. To lze spustit různými způsoby... „*New Case*“ pustí novou úlohu, „*Open Case*“ otevře úlohu z disku a nebo pomocí „*Import Case*“ se nová úloha nahraje z podporovaného souboru.

Pro větší názornost je možné hlavní okno rozdělit na čtyři hlavní části.



Obr. 24 Hlavní okno nové úlohy.

POLE 1:

Obsahuje pole pro základní nastavení dat, zvolení druhů výpočtů a základní technické aspekty zařízení. Ke spuštění výpočtu je nezbytné zadat alespoň ta data, která jsou červeně orámována.

POLE 2:

Stromová struktura v levé části okna vymezuje nejdůležitější část hlavního okna tj. zadávání vstupních dat. Tato struktura je dělená do několika podkategorií. Po rozbalení těchto podkategorií se zobrazí vždy příslušné okno pro vložení vstupních dat.

POLE 3:

Je tady ikona která slouží pro spuštění procesu počítání (piktogram semaforu).

POLE 4:

Posledním ovládacím prvkem jsou záložky, pomocí kterých se lze snadno a rychle přepnout na požadovanou „kartu“ vlastností nebo výstupních dat.

4.1. Trubkový výměník tepla Shell and Tube

ZADÁNÍ PŘÍKLADU

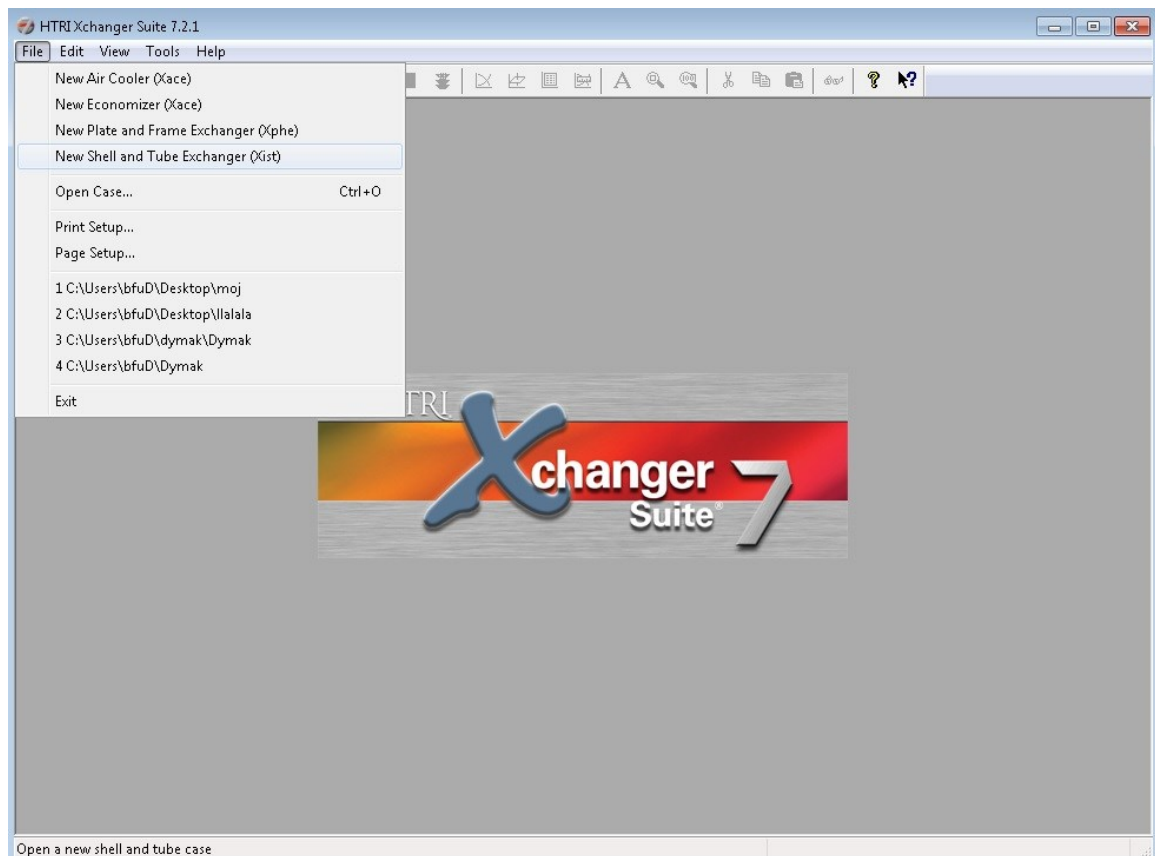
Úkolem je navrhnout trubkový výměník, který bude ohřívat koksárenský plyn. Ten je složen ze směsi plynu vznikající při koksování černého uhlí. Jako ohřivací médium bude použita kondenzující vodní pára. Limitujícím faktorem je dosažení co největšího tepelného výkonu s použitím nejmenší zastavěné plochy.

Tab. 4 Zadané hodnoty trubkového výměníku.

Vodní pára horké médium	Vstupní tlak: 0,2 Mpa= 200 kPa (a)
Koksárenský plyn Chladné médium	Vstupní tlak: 3,35 kPa (g) = 104,675 kPa (a) Vstupní/výstupny teploty: 50/70 °C Složení: H ₂ 56,1 obj.% CH ₄ 24,7 obj.% CO 5,8 obj.% N ₂ 7,6 obj.% O ₂ 1 obj.% CO ₂ 2,4 obj.% CnHm 2,4 obj.% Vstupní/výstupní příruby: DN400/DN400

Dále bude ukazeno nastavení vstupních hodnot do programu.

Na začátku musím vybrat vhodné moduly, které odpovídají našemu úkolu, což je „Shell and Tube Exchanger (Xist)“. To je možné najít po zmáčknutí tlačítka „File“, jak je ukázáno na Obr. 25



Obr. 25 Úvodní okno programu HTRI vyber bloku.

Na obr. 26 je zobrazen souhrnný panel, který se zobrazí po spuštění nové úlohy trubkového výměníku tepla. V tomto okně (panelu) lze zadat většinu potřebných dat k tomu, aby program mohl začít počítat. Nejprve zvolíme typ výpočtu na „*Design*“, protože se jedná o návrhový výpočet. V dalším kroku začneme vyplňovat všechny zadané parametry, které zde lze zadat.

HTRI Xchanger Suite 7.2.1 - [Xist - [Input] - moj 0.5 presne - Input Summary]

File Edit View Input Tools Window Help

Input Summary

- Process
- Hot Fluid Properties
- Cold Fluid Properties
- Geometry
 - Exchanger
 - Construction
 - Reboiler
 - Tubes
 - Baffles
 - Nozzles
 - Tube Layout
 - Optional
- Design
 - Geometry
 - Constraints
 - Options
 - Warnings
- Control
- Name
- Input Notifications

HTRI

Case mode **Design** Service type **Generic shell and tube**

Customer Job No.

Address Reference No.

Location Proposal No.

Service of unit Date Rev

Type **B** **E** **M** Orientation **Horizontal** Item No.

Hot fluid **Shellside** Unit angle Connected in 1 **parallel 1** **series**

PERFORMANCE OF ONE UNIT

Fluid allocation	Shell Side	Tube Side
Fluid name	Para	Koksarensky plyn
Fluid quantity, Total kg/s		1.0056
Temperature (In/Out) C		50 70
Vapor weight fraction (In/Out)	1 0	1 1
Inlet pressure kPa	200	104.675
Pressure drop, allow. kPa		
Fouling resistance (min) m ² -K/W		
Heat exchanged MegaWatts		

CONSTRUCTION OF ONE SHELL

	Shell Side	Tube Side
Design/Test pressure kPaG	517.107 /	517.107 /
Design temperature C	260	98.89
Number passes per shell		1
Corrosion allowance mm	3.175	3.175
Connection In mm	1 @	1 @ 400
Size & Out mm	1 @	1 @ 400
Rating Intermediate	@	@

Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)

Tube No. OD 25.4 mm Thk(avg) 1.245 mm Length 1.829 m Pitch 30 mm

Tube type Plain Material Carbon steel Tube pattern 30

Shell Carbon steel ID OD mm Shell cover

Channel or bonnet Channel cover

Tubesheet-stationary Tubesheet-floating

Floating head cover Imp. Prot. If required by TEMA Rods

Baffles-cross Type None %Cut Spacing(c/c) Inlet mm

Orientation Crosspasses Outlet mm

Baffles-long Seal type

Supports-tube U-bend Type

Bypass seal Program Set pairs strips Tube-tubesheet joint Expanded (No groove)

Expansion joint Yes Type

Gaskets-Shell side Tube side

-Floating head

Code requirements TEMA class R

Remarks: This line is reserved for program messages

Reprinted with Permission (v7)

Input Remarks

<< Previous Next >>

Obr. 26 Hlavní okno nové úlohy základní data.

„Service type“ ukazuje typ výměníku, zde nastavíme „generic shell and tube“ - obecný plášťový výměník.

V poli „Type“ lze nastavit tvar vstupní a výstupní hlavy a pláště podle standardu TEMA[27]. Volím typ BEM, což znamená pevnou přední a zadní hlavu (nebereme v úvahu zanašení, a proto se nebudeme zabývat procesem čištění) a plášť určený pro jeden tah.

Pole „Hot fluid“ ukazuje, na jaké straně bude proudit horké médium. Zvolím průtok páry přes prostor pláště, což je vhodnější při změně fáze média (větší prostor, menší tlaková ztráta)

„*Vapor weight fraction*“ ukazuje stav média kdy 1 = 100% plynná fáze a 0 = 100% kapalina

V polích „*Temperature*“ a „*Inlet pressure*“ zadáváme známé hodnoty teplot a tlaky.

„*Pitch*“ nám říká o rozteči mezi trubkami, to necháváme přednastavené na 30 mm. Hodnota se automaticky změní při změně průměru trubek.

„*Tube typ*“ typ použitých trubek, nastavíme na hladké trubky „*Plain*“

„*Tube pattem*“ pojednává o uspařování trubek. Hodnotu nastavíme na 30°, kvůli lepšímu přestupu tepla, procesem čištění se nemusíme zabývat.

„*Expansion joint*“ v tomto poli musím uvést, jestli budeme používat dilatční kompenzátor. V našem zadání je rozdíl teplot obou látek poměrně vysoký - kolem 50° C, a proto musím kompenzátor použít.

Fluid name

Physical Property Input Option

User specified grid

Program calculated

Combination

Property Options

Temperature interpolation

Fluid compressibility

Number of condensing components

Pure component

Obr. 27 Specifikace vlastností pracovních médií.

V podpanelu „*Hot/Cold Fluid Properties*“ musím nastavit specifikace pracovních médií.

Obě pracovní média jsou součástí HTRI databáze látek a tak k jejich zadání stačí pouze zadat metodu výpočtu „*Program Calculated*“.

Následně v podpanelu „*Componentns*“ je nutno zadat složení každého média, u páry to bude voda, u koksárenského plynu je pro tento výpočet složení uváděno jako směs ideálních plynů. Ty jsou ukázány v zadání.

	Bank Name	Info	User Name	Phase	Quantity	Fraction
1	Hydrogen	...	HYDROGEN	Mixed	56.1	0.561
2	Methane	...	METHANE	Mixed	24.7	0.247
3	Carbon Monoxide	...	CARBON MONOXIDE	Mixed	5.8	0.058
4	Nitrogen	...	NITROGEN	Mixed	7.6	0.076
5	Oxygen	...	OXYGEN	Mixed	1	0.01
6	Carbon Dioxide	...	CARBON DIOXIDE	Mixed	2.4	0.024
7	Ethane	...	ETHANE	Mixed	2.4	0.024
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						

Total Moles: 100

Obr. 28 Specifikace vlastností pracovních médií, zapis složení.

Následující podpanely můžeme přeskočit až do podpanelu „*Nozzles*“. Tady zvolíme typ hrdel – víme, že vstupní a výstupní hrdla na straně koksárenského plynu musí být 400 mm a musí být souosé s osou pláště. To lze nastavit v uváděném panelu. Dále máme kondenzaci v plášti a chceme, aby kondenzát mohl bez problémů odcházet z prostoru pláště. Proto zvolím výstupní hrdlo pláště na dolní stranu.

Nozzles | Nozzle Location | Impingement

Shellside Nozzles

Nozzle standard: 01-ANSI_B36_10.TABLE

Shell entrance construction: Add impingement if TEMA requires

Shell exit construction: Remove tubes if TEMA requires

Inlet | Outlet | Liquid Outlet

Nozzle schedule: [dropdown]

Nozzle OD: [input] mm

Nozzle ID: [input] mm

Number at each position: Inlet: 1, Outlet: 1

Annular distrib. belt length: [input] mm

Annular distrib. belt clearance: [input] mm

Annular distrib. belt slot area: [input] mm²

Tubeside Nozzles

Nozzle standard: 01-ANSI_B36_10.TABLE

Nozzle schedule: [dropdown]

Nozzle OD: 400 mm

Nozzle ID: 400 mm

Number at each position: Inlet: 1, Outlet: 1

Obr. 29 Nastavení normy a geometrie hrdel.

Nozzles | Nozzle Location | Impingement

Shellside Nozzles

Inlet | Outlet

Radial position on shell: Top | Opposite side

Longitudinal position of inlet: Rear head

Location of nozzle at U-bend: [dropdown]

Tubeside Positions

Position on head: Front head

Orientation: Axial | Same as inlet

Location of front head: Left

Obr. 30 Nastavení uspořádání hrdel.

Posledním panelem je „Design“. V podpanelu „Geometry“ se nastaví zadané limitující podmínky výpočtu a požadované parametry geometrie. To je z důvodu, že nastavením minimalních standartních parametrů uvedených na Obr. , dochází k předimenzování o 200%, což neodpovídá ekonomickým kritériím. K výpočtu v poli „Design run type“ zvolíme metodu „Rigorous“, která je přesnější než „Shortcut“. Tato metoda je vhodnější pro procesy se změnou fáze média, což je náš případ.

Design Grid Parameters

	Minimum	Maximum	Steps	Step Size	
<input checked="" type="checkbox"/> Shell diameter	500	800	7	x	50 mm
<input type="checkbox"/> Baffle spacing				x	mm
<input type="checkbox"/> Tubepasses	1	2	Any 1,2,3,4		
<input checked="" type="checkbox"/> Tube length	0.7	1	3	x	0.15 m
<input type="checkbox"/> Tube pitch ratio				x	
<input checked="" type="checkbox"/> Tube diameter	20	35	3	x	7.5 mm
<input type="checkbox"/> Shell type	<input checked="" type="checkbox"/> E <input type="checkbox"/> F <input type="checkbox"/> G <input type="checkbox"/> H <input type="checkbox"/> J12 <input type="checkbox"/> J21 <input checked="" type="checkbox"/> X <input type="checkbox"/> K				
<input type="checkbox"/> Baffle type	<input type="checkbox"/> Single seg. <input type="checkbox"/> Double seg. <input type="checkbox"/> NTIW <input type="checkbox"/> None <input type="checkbox"/> Rods				
Total number of combinations:					63

Design run type: **Rigorous**

Obr. 31 Nastavení podmínek výpočtu.

Jako limitující parametry jsou zvoleny:

Průměr pláště „*Shell diameter*“ nastavíme v rozsahu od 500 až 800 mm,

Délka trubek „*Tube length*“ bude v rozmezí od 0,7 až 1 m a

Průměr trubek „*Tube diameter*“, který bude v rozmezí 20 až 35mm.

To je v podstatě všechno nastavení, které jsme potřebovali udělat pro řešení našeho příkladu. Dale můžeme spustit výpočet programu.

4.2. Výsledky

Tab. 5 Základní parametry výmeníků

HEAT EXCHANGER RATING DATA SHEET										Page 1						
										SI Units						
Service of Unit					Item No.											
Type	BEM	Orientation	Horizontal	Connected In	1 Parallel	1 Series										
Surf/Unit (Gross/Eff)	10.083 / 9.031	m2	Shell/Unit	1	Surf/Shell (Gross/Eff)	10.083 / 9.031	m2									
PERFORMANCE OF ONE UNIT																
Fluid Allocation		Shell Side				Tube Side										
Fluid Name		Para				Koksarensky plyn										
Fluid Quantity, Total	kg/s	0.0266				1.0056										
Vapor (In/Out)	wt%	100.00		0.00		100.00		100.00								
Liquid	wt%	0.00		100.00		0.00		0.00								
Temperature (In/Out)	C	120.21		120.20		50.00		70.00								
Density	kg/m3	1.1290		942.95		0.4264		0.4005								
Viscosity	mN-s/m2	0.0130		0.2316		0.0132		0.0139								
Specific Heat	kJ/kg-C	2.1752		4.2467		2.8921		2.9339								
Thermal Conductivity	W/m-C	0.0270		0.6836		0.0875		0.0925								
Critical Pressure	kPa															
Inlet Pressure	kPa	200.00				104.68										
Velocity	m/s					22.39										
Pressure Drop, Allow/Calc	kPa	0.000		0.085		0.000		0.270								
Average Film Coefficient	W/m2-K	19511				122.39										
Fouling Resistance (min)	m2-K/W	0.000000				0.000000										
Heat Exchanged	0.0586	MegaWatts	MTD (Corrected)	59.7	C	Overdesign	3.72	%								
Transfer Rate, Service	108.69	W/m2-K	Calculated	112.73	W/m2-K	Clean	112.73	W/m2-K								
CONSTRUCTION OF ONE SHELL					Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)											
Design Pressure		kPaG		Shell Side		Tube Side										
Design Temperature		C		260.00		98.89										
No Passes per Shell		1		1												
Flow Direction		Downward														
Connections	In mm	1	@ 52.553	1	@ 400.00											
Size & Rating	Out mm	1	@ 26.645	1	@ 400.00											
	Liq. Out mm	@		1	@											
Tube No.	131.00	OD	35.000	mm	Thk(Avg)	1.245	mm	Length	0.700	m	Pitch	41.339	mm	Tube pattern	30	
Tube Type	Plain	Material	Carbon steel		Pairs seal strips	0										
Shell ID	550.00	mm	Kettle ID	mm		Passlane Seal Rod No.	0									
Cross Baffle Type	None	%Cut (Diam)			Impingement Plate	Rods										
Spacing(c/c)	626.98	mm	Inlet	mm		No. of Crosspasses	1									
Rho-V2-Inlet Nozzle	133.30	kg/m-s2	Shell Entrance	25.77		kg/m-s2	Shell Exit	1.78			kg/m-s2					
			Bundle Entrance	0.00		kg/m-s2	Bundle Exit	0.00			kg/m-s2					
Weight/Shell	741.18	kg	Filled with Water	1148.5		kg	Bundle	379.04			kg					
Notes:					Thermal Resistance, %		Velocities, m/s		Flow Fractions							
					Shell		0.58		Shellside		0.11		A			
					Tube		99.17		Tubeside		22.39		B		0.946	
					Fouling		0.00		Crossflow		0.00		C		0.054	
					Metal		0.26		Window		0.11		E			
													F			

Základny parametry navrženého výmeníku tepla:

- Tepelný výkon 58,6 kW
- Teplosmennou plochou 9,031 m²

Součinitel přestupu tepla:

- Ze strany trubek 122,39 W/m²K
- Ze strany plašte 195 W/m²K

Geometrie: podle TEMA[27] BEM

- průměr pláště 550 mm
- průměr trubek 35 mm
- délka trubek 700 mm
- počet trubek 131
- rozteč 41.34 mm

Rozdělení termických odporů

- na trubku 99,17 %
- stěnu 0.26 %
- mezitrubkový prostor 0.58 %

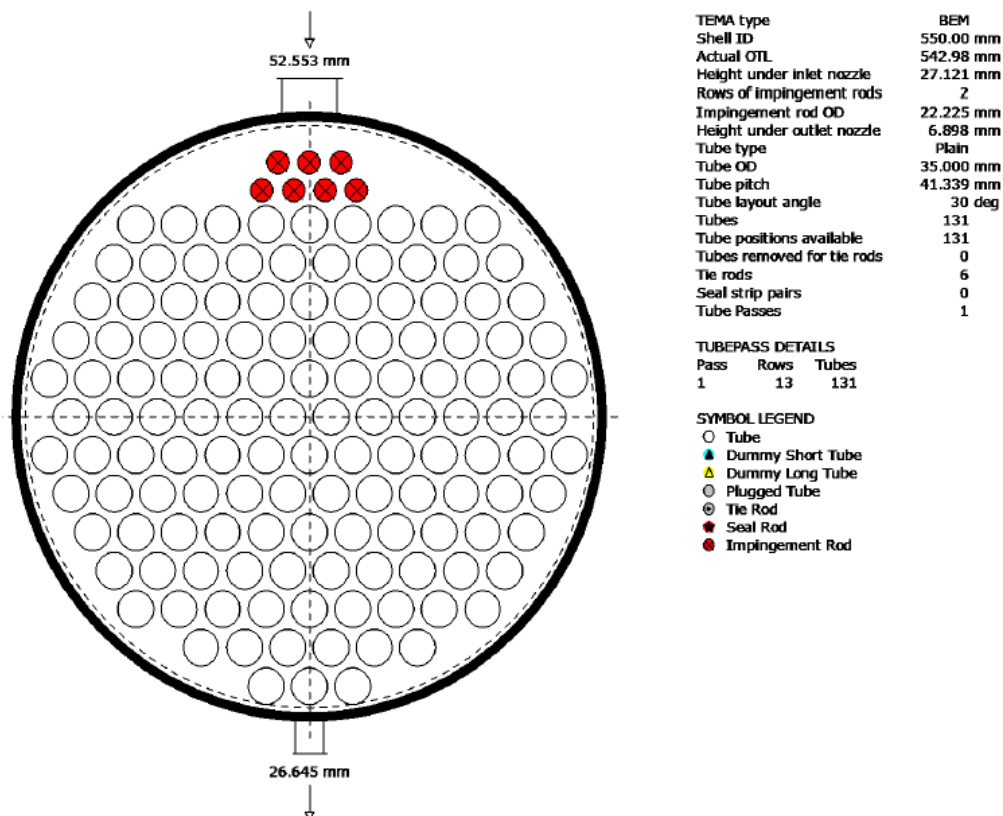
Rýchlost proudění:

- ve trubkách 22,39 m/s
- ve pláště 0,21 m/s

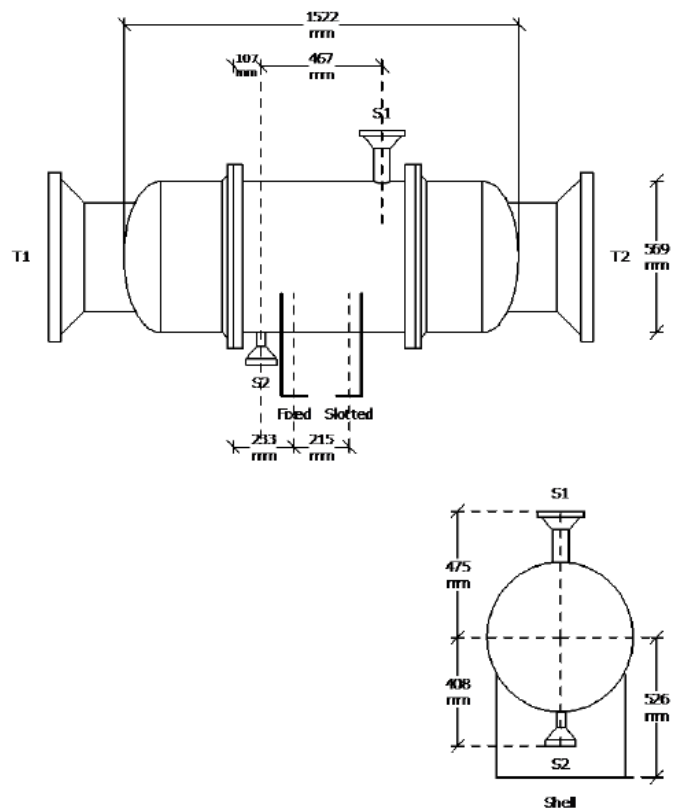
Vliv jednotlivých toků podle metody Bell-Delaware (kapitola 4.3)

- B 0,946
- C 0,054

Toky A, E, F v navrženém výmeníku nejsou (bezpřepažková varianta)



Obr.32 schematické uspořádání trubek.



Nozzles	OD, mm	Rating	Design	Shell	Tube	Weight	kg	Company	Czech Technical University in Prague	Ref
S1 Inlet	62.078		Pres (kPaG)	517.11	517.11	Bundle	379	Customer		
S2 Outlet	36.17		Temp (C)	260	98.89	Dry	741	Item		
T1 Inlet	409.52		Passes	1	1	Wet	1149	Service		
T2 Outlet	409.52		Thick (mm)	9.525	1.245			TEMA		Setting Plan
								Date	BEM	
								8/18/2016	By	
								Diagram	Rev	

Obr.33 Skice konstrukce výměníku.

5. Závěr

Cílem práce bylo základní seznámení se s problematikou návrhu tepelného výměníku a možnostmi využití simulačního softwaru. Práce postupně seznamuje čtenáře se základními typy tepelných výměníků, obvyklých konstrukčních řešení a teoretickou stránkou výpočtu. Zvýšená pozornost byla věnována trubkovému typu výměníku. Dále je v rešeršní části zmíněn postup ke zjištění základních parametrů a vlastností pomocí experimentálních metod. Poté již následuje samotný návrh tepelného výměníku pomocí komerčního programu HTRI Xchanger Suite ve verzi 7.2.1.

Výsledkem návrhu je tepelný výměník s parametry:

Výkon	58.6 kW
Teplosměnná plocha:	9 m ²
Trubky:	
• průměr	35 mm
• počet	131
• rozteč	41.34 mm
• délka	0.7 m
Počet tahu:	
• v pláště	1
• v trubkách	1
Tlaková ztráta:	
• v pláště	0.085 kPa
• v trubkách	0.270 kPa

6. Seznam použité literatury:

- [1] Frolov V.F. lectures on the course "Processes and devices of chemical technology" / V.F. Frolov. SPb .: Chemizdat, 2003 – 608
- [2] TAJBR, Stanislav. *Vytápění: pro 1. a 2. ročník učebního oboru instalatér*. 2. upravené vyd. Praha: Sobotáles, 2003, 434 s. ISBN 80-859-2096-4.
- [3] Šesták, J. , Žitný, R: Tepelné pochody II, ČVUT Praha FS (1997)
- [4] Tzb-info [online], [cit. 6. 08. 16], Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/vzduchotechnicka-zarizeni/11102-doporuceni-pro-merny-prikon-ventilatoru-sfp-a-ucinost-vzduchotechnickych-systemu-ii>
- [5] Otvet [online], [cit. 6. 08. 16], Dostupné z: <https://otvet.mail.ru/question/54487047>
- [6] Thermopedia [online], [cit. 6. 08. 16], Dostupné z: <http://www.thermopedia.com/content/832/>
- [7] Ochrana, L. Spalovací zařízení a výměníky tepla, VUT v Brně 1993, ISBN 80-214-0529-5
- [8] STEHLÍK, Petr – KOHOUTEK, Josef – NĚMČANSKÝ, Jan. Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla. Vyd. 1. Brno: VUT Brno, 1991, 129 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0363-2.
- [9] Nožička J., Termomechanika, Vydavatelství ČVUT, Praha 1998
- [10] Otpp.fme.vutbr [online], [cit. 7. 08. 16], Dostupné z: <http://otpp.fme.vutbr.cz/skripta/termomechanika/sbirka/Spt17.htm>
- [11] Rieger, F., Novák, V., Jirout, T.: Hydromechanické procesy I. 1. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. 209 s. ISBN 80-01-03283-8
- [12] VDI Heat Atlas. 2nd ed. Berlin: Springer, 2010, xxi, 1585 s. ISBN 978-3-540-77876-9.
- [13] AOE. [online]. [cit. 08.08.16]Dostupné z: <http://www.dept.aoe.vt.edu/~jschetz/fluidnature/unit07/unit7f.html>
- [14] Experimental analysis of the single phase pressure drop characteristics of smooth and microfin tubes [online], [cit. 10. 08. 16], Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0735193313001061>
- [15] Seznam vykresu [online], [cit. 10. 08. 16], Dostupné z: <http://chertegnik.ru/oborudovanie/12-chertezh-teploobmennika.html>
- [16] Explore the World of Piping [online]. [cit. 10. 08. 16]. Heat Transfer by Shell and Tube Heat Exchangers. Dostupné z: <http://www.wermac.org>

- [17] Tzb.fsv.cvut [online], [cit. 10. 08. 16], Dostupné z:
<http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>
- [18] Bcb-plyen [online], [cit. 10. 08. 16], Dostupné z: <http://www.bcb-plzen.eu/alfalaval/pajene.htm>
- [19] Energetika.cvut [online], [cit. 10. 08. 16], Dostupné z:
[http://energetika.cvut.cz/files/VTK%20pr1\[1\].pdf](http://energetika.cvut.cz/files/VTK%20pr1[1].pdf)
- [20] PROZESSTECHNIK ONLINE. [online]. [cit. 10. 08. 16]. Dostupné z:
<http://www.prozesstechnik-online.de>
- [21] TAAPEX EQUIPMENTS. [online]. [cit. 10. 08. 16]. Dostupné z:
<http://www.taapex.com/products.php>
- [22] Ondriašová, P. Aspekty modelování trubkových výměníků tepla s využitím dostupných softwarových nástrojů: Brno: VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství, 2016 vedoucí diplomové práce doc. Ing. ZDENĚK Jegla, Ph.D
- [23] A COMPACT FORMULATION OF THE BELL–DELAWARE METHOD FOR HEAT EXCHANGER DESIGN AND OPTIMIZATION [online],[cit.10.08.16],
Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0263876205727301>
- [24] Kakaç,S., Liu, H.: HEAT EXCHANGERS selection, rating and thermal design. Second Edition 2002.
- [25] Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger [online], [cit.10.08.16], Dostupné z:
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890409005020?np=y>
- [26] Chemput [online], [cit.10.08.16], Dostupné z:
<https://www.chempute.com/Software.aspx?id=CHEMT>
- [27] The Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc. (TEMA) [online], [cit.10.08.16], Dostupné z: <http://www.tema.org/highlig8.html>
- [28] AB&CO [online], [cit.10.08.16], Dostupné z: <http://abco.dk/replyform.htm>
- [29] Tzb-info [online], [cit.10.08.16], Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/9672-vypoctovy-program-pro-navrh-vymeniku-cairo-3-5-5>
- [30] Šimeček. T, Využití profesionálního softwaru HTRI při návrhu výměníku tepla: Brno: VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního a ekologického inženýrství, 2010 vedoucí diplomové práci Ing. DOHUSLAV Kilkovský, Ph.D.