VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

ASPEKTY MODELOVÁNÍ TRUBKOVÝCH VÝMĚNÍKŮ TEPLA S VYUŽITÍM DOSTUPNÝCH SOFTWAROVÝCH NÁSTROJŮ

ASPECTS OF TUBULAR HEAT EXCHANGERS MODELING USING AVAILABLE SOFTWARE TOOLS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

AUTOR PRÁCE Bc. PATRICIE ONDRIAŠOVÁ

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE doc. Ing. ZDENĚK JEGLA, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2016

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav procesního inženýrství

Studentka: **Bc. Patricie Ondriašová**

Studijní program: Strojní inženýrství

Studijní obor: Procesní inženýrství

Vedoucí práce: **doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.**

Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Aspekty modelování trubkových výměníků tepla s využitím dostupných softwarových nástrojů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na problematiku výpočtového modelování tepelně-hydraulických dějů v trubkových výměnících tepla sloužících k výměně tepla mezi jednofázovými pracovními látkami z pohledu dostupných softwarových nástrojů. Záměrem je seznámit se pro zvolený typ trubkového výměníku s dostupnými metodami pro tepelně-hydraulický výpočet, provést rešeršní průzkum a přehled veřejně dostupných softwarů pro tepelně-hydraulický výpočet tohoto typu výměníku, seznámit se s vypovídajícími schopnostmi těchto dostupných softwarů a na základě výpočtu konkrétního průmyslového případu trubkového výměníku tepla vybrat a doporučit vhodný dostupný software pro tepelně-hydraulický výpočet výměníků tepla z pohledu různých specifických potřeb současných průmyslových podniků.

Cíle diplomové práce:

1. Pro zvolený typ trubkového výměníku se seznámit s dostupnými metodami jeho tepelně hydraulického výpočtu pro případy výměny tepla mezi jednofázovými pracovními látkami.
2. Provést rešeršní průzkum a vypracovat přehled veřejně dostupných softwarů pro tepelně hydraulický výpočet a seznámit se s jejich obsluhou a vlastnostmi.
3. Na základě výsledků z provedeného tepelně-hydraulického výpočtu konkrétního průmyslového případu trubkového výměníku tepla vybrat a doporučit vhodný dostupný software pro tepelně hydraulický výpočet výměníků tepla z pohledu různých specifických potřeb průmyslových podniků.

Seznam literatury:

Hewitt G. (Ed.) (1998): Heat Exchanger Design Handbook, Begell House, Inc., Redding, CT, USA.

VDI-Gesselschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen Ed. (2010): VDI Heat Atlas, Second Edition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 27. 5. 2016

L. S.

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
ředitel ústavu	děkan fakulty

Abstrakt

Předložená diplomová práce se zabývá aspekty modelování výměníků tepla se svazkem trubek v plášti pomocí dostupných softwarových nástrojů.

V úvodní teoretické části práce je popsáno rozdělení a typy výměníků, včetně detailního popisu průmyslového výměníku tepla řešeného v této diplomové práci. Další kapitola je věnována hlavním vztahům a používaným výpočtovým metodám v rámci tepelně – hydraulického výpočtu. Hlavní náplň práce tvoří kapitoly, které jsou věnovány popisu vybraných dostupných softwarů a provedení výpočtů pomocí těchto softwarů na konkrétním průmyslovém případu. Na závěr práce jsou shrnuty výsledky obdržené jednotlivými softwary a doporučení konkrétního programu pro dané potřeby.

Klíčová slova

výměník tepla se svazkem trubek v plášti, metody tepelně hydraulického výpočtu, kontrolní výpočet výměníku tepla, HTRI, ChemCAD

Abstract

The proposed master´s thesis looks into the aspects of tubular heat exchangers modeling using available software tools.

In the first – theoretical part there is a description of distribution and types of heat exchangers, including a detailed description of the industrial heat exchanger solved in this thesis. Another chapter is devoted to the main computational relations and calculation methods used in the context of thermo-hydraulic calculation. The main part of thesis consists of chapters, which are devoted to selected available software and perform calculations using the software in the specific industrial case. Finally, there is summary of the various software and a recommendation for the specific program for the need.

Keywords

shell and tube heat exchanger, methods of thermal hydraulic caalculation, check calculation exchanger, HTRI, ChemCAD

Bibliografická citace

ONDRIAŠOVÁ, P. *Aspekty modelování trubkových výměníků tepla s využitím dostupných softwarových nástrojů.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 80 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D..

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci „Aspekty modelování trubkových výměníků tepla s využitím dostupných softwarových nástrojů“ vypracovala samostatně pod vedením doc. Ing. Zdeňka Jegly, Ph.D. a s použitím níže uvedené literatury.

V Brně, dne 27. května 2016 ……..

Patricie Ondriašová

Poděkování

Tímto děkuji vedoucímu své diplomové práce doc. Ing. Zdeňku Jeglovi, Ph.D. za vstřícný přístup a cenné rady, které mi pomohly při vypracovávání práce. Také bych ráda poděkovala panu Ing. Josefu Nejedlému, MBA a panu Ing. Ivanu Kvisovi za získání praktických zkušeností v rámci řešení reálných projektů.

Obsah

Seznam použitých symbolů a zkratek 1

Úvod 3

1. Úloha výměníků tepla v procesním průmyslu 4

1.1. Rozdělení výměníků tepla 4

1.1.1. Rozdělení podle mechanismu výměny tepla 4

1.1.2. Rozdělení dle účelu 5

1.1.3. Rozdělení dle vzájemného směru proudění pracovních látek 6

1.1.4. Rozdělení dle konstrukčního provedení teplosměnné plochy 7

1.2. Stručný přehled základních typů výměníků tepla 7

1.2.1. Výměník typu trubka v trubce 8

1.2.2. Trubkový výměník se svazkem trubek v plášti 8

1.2.3. Deskový výměník 9

1.3. Negativní provozní vlivy na tepelný výměník 10

1.4. Význam tepelně-hydraulického výpočtu a softwarové podpory 11

2. Typ řešeného trubkového výměníku tepla a jeho popis 12

2.1. Aspekty standardizovaného provedení jednotlivých částí trubkového výměníku tepla 12

2.1.1. Provedení pláště 13

2.1.2. Trubky 13

2.1.3. Ostatní konstrukční prvky výměníku 15

2.2. Standardní postup návrhu, konstrukčního zpracování, výroby a kontroly trubkového výměníku tepla 16

2.3. Popis hlavních částí řešeného trubkového výměníku tepla se svazkem trubek v plášti a segmentovým přepážkovým systémem 17

3. Metody tepelně-hydraulického výpočtu a jejich charakteristika 20

3.1. Výpočtové metody podle stupně složitosti 20

3.2. Základní rovnice pro tepelně-hydraulický výpočet 21

3.3. Proudy v mezitrubkovém prostoru 26

3.4. Kernova metoda 27

3.5. Metoda Bell-Delaware 27

3.6. Metoda analýzy toku proudu (Flow stream-analysis method) 28

3.7. Návrhový a kontrolní tepelně - hydraulický výpočet a současné výpočtové techniky 28

4. Přehled veřejně dostupných softwarů pro tepelně-hydraulický výpočet 29

4.1. Profesionální licencované softwary 29

4.1.1. Software HTRI Xchanger Suite® 29
4.1.2. Nástavba CC-Therm softwaru ChemCAD 30
4.2. Dostupné volně stažitelné softwary 31
4.2.1. Template heat exchanger design 31
4.2.2. ABCO Heat Exchanger Calculations 32
4.2.3. Design of Shell & Tube 33
4.2.4. ChE Guide SHORTCUT HEAT EXCHANGER SIZING 34
4.2.5. Shell and Tube Heat Exchanger Design - Inclusive science engineering 34
4.3. Dostupné nestažitelné kalkulátory 35
4.3.1. Freecalc 36
4.3.2. Engineeringpage – Thermal rating 36
4.3.3. Engineersedge – Heat Exchanger tube lenght calculation 39
4.3.4. CarlsonHX 40
4.3.5. Mathtab 40
5. Řešení průmyslového případu 41
5.1. Zadání a výchozí popis řešeného průmyslového případu 41
5.2. Vstupní data, provedení tepelně-hydraulického kontrolního výpočtu a výsledky obdržené jednotlivými softwary 41
5.2.1. Profesionální licencované softwary 42
5.2.2. Dostupné volně stažitelné softwary 47
5.2.3. Dostupné nestažitelné kalkulátory 53
6. Doporučení vhodného softwaru z pohledu specifických potřeb průmyslových podniků 57
7. Závěr a souhrnné zhodnocení dosažených výsledků 59
8. Citovaná literatura 60
9. Seznam příloh 62

Seznam použitých symbolů a zkratek

Seznam použitých symbolů

Označení	Jednotka	Legenda
A	m^2	plocha výměny tepla
$\bar{c}_{p1}$	J/kg·K	střední měrná tepelná kapacita horkého proudu
$\bar{c}_{p2}$	J/kg·K	střední měrná tepelná kapacita chladného proudu
d	m	průměr trubky
d_1	m	vnitřní průměr trubky
d_2	m	vnější průměr trubky
F	-	korelační součinitel pro typ proudění
$i_{1,1}$	J/kg	měrná entalpie látky pro teplotu $t_{1,1}$
$i_{1,2}$	J/kg	měrná entalpie látky pro teplotu $t_{1,2}$
$i_{2,1}$	J/kg	měrná entalpie látky pro teplotu $t_{2,1}$
$i_{2,2}$	J/kg	měrná entalpie látky pro teplotu $t_{2,2}$
J_b	-	korekční faktor pro dané proudy
J_c	-	korekční faktor pro otvor v přepážce
J_l	-	korekční faktor pro dané proudy
J_r	-	korekční faktor pro nežádoucí teplotní gradient vyvolaný laminárním prouděním
J_s	-	korekční faktor pro proudy umístění přepážek ve vstupním a výstupním úseku
k	$W/m^2 \cdot K$	součinitel prostupu tepla
L	m	délka trubky
L_{pn}		svislá vzájemná vzdálenost trubek
L_{pp}		vodorovná vzájemná vzdálenost trubek
L_{tp}	mm	rozteč trubek
l	m	charakteristický rozměr
$\dot{m}_1$	kg/s	hmotnostní tok horkého proudu
$\dot{m}_2$	kg/s	hmotnostní tok chladného proudu
n	-	počet trubek
Nu	-	Nusseltovo číslo
Pr	-	Prandtlovo číslo
$\dot{Q}_1$	W	tepelný výkon horkého proudu
$\dot{Q}_2$	W	tepelný výkon chladného proudu
$\dot{Q}_Z$	W	ztrátový tepelný výkon
R_{z1}	$m^2 \cdot K/W$	součinitel zanášení pro trubkový prostor
R_{z2}	$m^2 \cdot K/W$	součinitel zanášení pro mezitrubkový prostor
T	°C	teplota proudu
$t_{1,1}$	°C	teplota horkého proudu na vstupu do výměníku
$t_{1,2}$	°C	teplota horkého proudu na výstupu z výměníku
$t_{2,1}$	°C	teplota chladného proudu na vstupu do výměníku
$t_{2,2}$	°C	teplota chladného proudu na výstupu z výměníku

Seznam použitých řeckých symbolů

Označení	Jednotka	Legenda
α_1	$W/m^2 \cdot K$	součinitel přestupu tepla v trubkovém prostoru
α_2	$W/m^2 \cdot K$	součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru

α_i	$W/m^2 \cdot K$	součinitel přestupu tepla pro příčné proudění v ideálním svazku trubek
$\Delta\overline{T}$	°C	střední teplotní rozdíl
$\Delta T_{a/b}$	°C	teplotní rozdíl proudů
$\Delta\overline{T}_{ln}$	°C	střední logaritmický teplotní rozdíl
ΔT_{max}	°C	maximální teplotní rozdíl proudů
ΔT_{min}	°C	minimální teplotní rozdíl proudů
Δp_{m1}	Pa	tlakové ztráty místními odpory v trubkovém prostoru
Δp_{t1}	Pa	tlakové ztráty třením v trubkovém prostoru
Δp_{t2}	Pa	tlakové ztráty třením v mezitrubkovém prostoru
Δp_{to}	Pa	tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v přepážkovém prostoru svazku
Δp_{tn}	Pa	tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v nepřepážkovém prostoru svazku
Δp_{tv}	Pa	tlakové ztráty třením při podélném obtékání trubek v prostoru nad seříznutím přepážek
Δp_{z1}	Pa	celkové tlakové ztráty v trubkovém prostoru
Δp_{z2}	Pa	celkové tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru
λ_t	$W/m \cdot K$	tepelná vodivost materiálu trubek
θ_{tp}	°	úhel natočení trubek vzhledem k jejich uspořádání

Seznam použitých zkratek

Označení	Jednotka	Legenda
AWG	-	systém jednotek používaný v Severní Americe
BWG	-	zastaralý britský systém jednotek
D	-	dopočítávána hodnota
DN	-	jmenovitá světlost
EMTD	-	efektivní střední teplotní rozdíl
GPM	-	galon za minutu
H1-4	-	označení hrdel
LMTD	-	střední logaritmický teplotní rozdíl
MKH	-	metrický systém metr-kilogram-hodina
MP	-	mezitrubkový prostor
MTD	-	střední teplotní rozdíl
PN	-	jmenovitý tlak
PT	-	penetrační testování
RT	-	radiografické testování
SI	-	systém jednotek
SWG	-	britský systém jednotek
TP	-	trubkový prostor
U. S.	-	angloamerická měrná soustava
VT	-	vizuální testování
WPQR	-	protokol o kvalifikaci postupu svařování
WPS	-	specifikace postupu svařování

Úvod

Tepelná energie je jedna z nejdůležitějších forem energií, která je lidstvem odedávna využívána pro technické účely. Tepelný výměník je zařízení, které zprostředkovává výměnu této energie mezi dvěma látkami. Látka s vyšší teplotou předává vnitřní energii látce s teplotou nižší. Jeho hlavní využití v průmyslu spočívá v potřebném ohřevu či ochlazování proudů na požadované teploty. Při procesních aplikacích, tepelný výměník umožňuje rekuperaci odpadního tepla, čímž dochází ke zvyšování jejich účinnosti a nárůstu efektivity využití energetických zdrojů. Z těchto důvodů je toto zařízení jedním z nejvíce využívaných v různých odvětvích průmyslu, jako například chemickém, energetickém či potravinářském.

Velmi podstatnou součástí procesu je vhodný výběr, případně návrh výměníku. Správný výběr typu výměníku je důležitý z toho důvodu, aby při provozu nedocházelo k velkým ztrátám, například při zanášení, dilataci či k jeho úplné destrukci. Nejrozšířenějším typem je výměník se svazkem trubek v plášti, který je možné použít pro různé provozní podmínky. Pro tento typ také existují ověřené a velmi přesné výpočetní postupy, pomocí kterých je možné určit vhodnou velikost výměníku, počet, průměr trubek, návrh dalších komponentů a uspořádání. Hlavní výpočet je tepelně - hydraulický, kdy jsou důležité provozní parametry jako typy pracovních látek, znečištění pracovních látek a požadované teploty a tlaky. Pro tyto tepelně - hydraulické výpočty existuje na trhu několik dostupných softwarů, od zjednodušených (méně přesných) až po profesionální (velmi přesné). Tyto profesionální programy jsou většinou pro malé firmy cenově nedostupné, a proto tyto malé společnosti nechávají výpočet provést u dalšího subdodavatele. Při návrhu je pro společnosti nejdůležitější, aby byl dodržen požadovaný výkon při dosáhnutí nejnižších možných nákladů.

V této práci je řešen tepelně – hydraulický výpočet průmyslového případu trubkového výměníku se svazkem trubek v plášti, segmentovými přepážkami a plovoucí hlavou pomocí různých dostupných softwarů.

1. Úloha výměníků tepla v procesním průmyslu

Téměř všechny technologické procesy jsou doprovázeny výměnou tepla, ať se jedná o energetický či chemický průmysl, vytápění nebo klimatizaci. Tepelný výměník je zařízení, které slouží k předávání tepelné energie pomocí proudících médií. Médium o vyšší teplotě předává svou vnitřní energii médiu o nižší teplotě a tím vznikající rozdíl teplot proudících médií je hnací silou výměny tepla mezi nimi.

V průmyslových procesech může dojít k přebytku tepla, které je možné dále využít pro ohřev jiného proudu v daném procesu, díky tomu nemusí být teplo přiváděno z externích zdrojů. Mezi hlavní účely výměníků patří ohřev či ochlazování potřebné pracovní látky, využití odpadního tepla, kondenzace páry a samotná výroba páry.

Základní typ výměníku se svazkem trubek v plášti – trubkový výměník tepla splňuje požadavky velkých teplosměnných ploch v kondenzátorech a ohřívačích napájecí vody v energetických zařízeních a je schopen provozu při relativně vysokých tlacích. Široké průmyslové využívání tohoto typu výměníku se datuje od roku 1900. V prvotních začátcích byly problémy s pevnostními výpočty různých částí, zejména trubkovnice. V oblasti výroby se vyskytovaly problémy se spojováním trubek s trubkovnicemi, přivařování přírub a hrdel. Postupem doby došlo ke stanovení mnoha konstrukčních zásad a výměníky voda – voda, voda – pára byly navrhovány obdobně jako dnes.

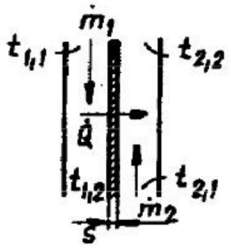
1.1. Rozdělení výměníků tepla

Výměníky je možné rozdělit dle několika kritérií. V této kapitole je popsáno jejich rozdělení s krátkým popisem.

1.1.1. Rozdělení podle mechanismu výměny tepla

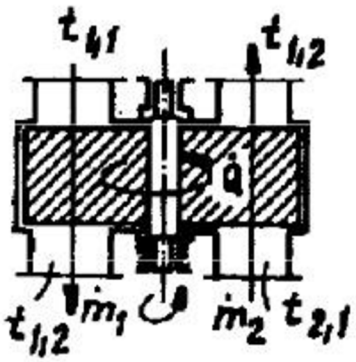
V rámci této kapitoly je uvedeno rozdělení výměníků tepla dle mechanismu výměny tepla.

rekuperační – ohřívající i ohřívaná média jsou oddělena nepropustnou stěnou o dané tloušťce a teplosměnných plochách (obr. 1.1);



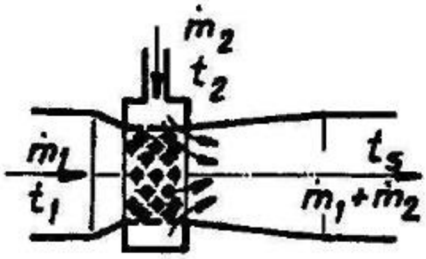
Obr. 1.1 - Schéma rekuperačního výměníku [1]

regenerační – ohřívané médium opakovaně vtéká s určitým časovým zpožděním za ohřívajícím médiem do vymezeného prostoru, který je vyplněn pevným teplonosným elementem a přijímá z něj teplo, jež bylo dříve přivedeno ohřívajícím médiem (obr. 1. 2);



Obr. 1.2 - Schéma regeneračního výměníku [1]

směšovací – dochází k bezprostřednímu styku teplonosných médií. Jejich časté využití je při chlazení spalin nástřikem vody (obr. 1.3).



Obr. 1.3 - Schéma směšovacího výměníku [1]

1.1.2. Rozdělení dle účelu

Výměníky tepla je možné rozdělit dle jejich účelu:

ohříváky – dochází ke zvýšení teploty ohřívaného média, přičemž nedochází ke změně jeho skupenství;

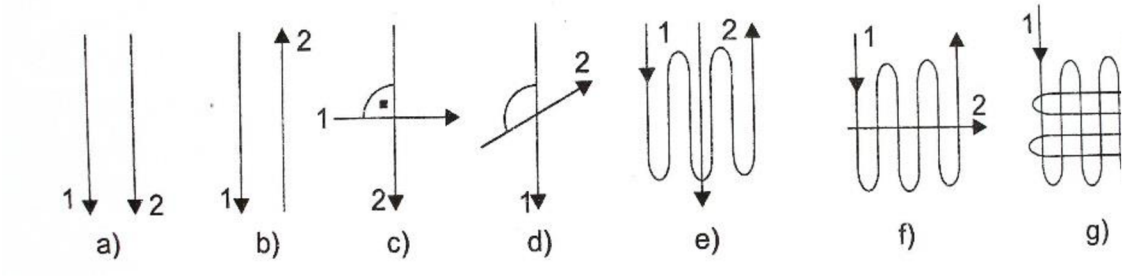
chladiče – dochází ke snížení teploty ochlazovaného média, přičemž nedochází ke změně jeho skupenství;

kondenzátory – médium o vyšší teplotě v parní fázi se mění na kapalnou fázi;

přehříváky – slouží k vysoušení mokré páry nebo zvyšování teploty syté či přehřáté páry.

1.1.3. Rozdělení dle vzájemného směru proudění pracovních látek

Ve výměníku tepla mohou jednotlivá média proudit různými směry, jak je znázorněno na obrázku 1.4. Nejčastějšími vzájemnými směry jsou proudění souproudé a protiproudé. Z tohoto důvodu je jim v této kapitole věnována větší pozornost.



Obr. 1.4 - Směry proudění ve výměníku [2]

a) **souproudé** – směry os proudů ohřívacího a ohřívaného média jsou rovnoběžné a vektory rychlostí mají stejný směr. Horký proud má vyšší výstupní teplotu než studený proud. Toto uspořádání se vyznačuje velkým rozdílem teplot proudů na vstupu do výměníku, což má za následek snížení viskozity látky a tím snížení nároků na výkon zařízení, které látku dodává do výměníku. Další výhodou snížení viskozity je zmenšení vzdálenosti, která je potřebná na změnu z laminárního na turbulentní proudění toku. Dochází k vyššímu přenosu tepla a tím i vyššímu výkonu výměníku. Dalším pozitivem tohoto typu proudění je zmírnění teploty stěn trubek oproti proudění protiproudému [3];

b) **protiproudé** – směry os proudů jsou rovnoběžné, vektory rychlostí mají opačný směr. Mezi výhody tohoto uspořádání proudů patří větší využití energie horkého proudu díky větší efektivnosti středního logaritmického teplotního rozdílu $\Delta\overline{T}_{ln}$. Dosahuje-li $\Delta\overline{T}_{ln}$ větší hodnoty, nároky na velikost teplosměnné plochy jsou menší při stejném tepelném výkonu, což vychází z rovnice přenosu tepla (problematika je detailně diskutována v kapitole 3.2.). Menší velikost teplosměnné plochy má dopad na cenu zařízení. Zároveň, v tomto případě, dochází k odebírání většího tepla z horkého proudu a může být použito při menších teplotních rozdílech pracovních látek. Z těchto důvodů je toto uspořádání využíváno častěji [3];

c) **křížové** – osy proudů jsou mimoběžné a v kolmém průmětu spolu svírají úhel 90°;

d) **šikmé proudění** – osy proudů spolu svírají v kolmém průmětu úhel větší nebo menší než 90°;

e) – g) **kombinované proudění** – kombinace předešlých typů proudění.

1.1.4. Rozdělení dle konstrukčního provedení teplosměnné plochy

Z hlediska tvaru provedení teplosměnné plochy jsou výměníky rozděleny na trubkové a deskové. Existují i výměníky bez těchto teplosměnných ploch.

Trubkové výměníky tepla

Hlavním teplosměnným elementem jsou trubky, které mají buď hladký povrch, nebo jsou opatřeny žebrováním, kdy žebrování slouží ke zvětšení teplosměnné plochy. Průřez trubek může být nejen kruhový, ale i oválný či kosočtvercový. Většinou jsou proudy orientovány protiproudně. Mezi hlavní výhodu patří jejich poměrně jednoduchá výroba a fakt, že trubka snese vysoký přetlak, na rozdíl od desky. Mezi tento typ výměníků náleží rovněž výměník se svazkem trubek v plášti, který patří mezi nejrozšířenější typy. Hlavní nevýhodou je, že jestliže dojde k poruše trubky, musí se celá vyměnit [4].

Deskové výměníky tepla

U deskových výměníků je teplosměnným elementem deska, která může být rovinná hladká či žebrovaná. Médiem mohou být jak kapaliny, taky plyny. Desky jsou upevněny v rámu a navzájem staženy šrouby (rozebíratelný typ) nebo jsou k sobě přivařeny či pájeny (nerozebíratelný typ). Každá deska je opatřena těsněním [4].

Detailnější popis výměníků je uveden v následující kapitole, která se zabývá základními typy výměníků.

Bez teplosměnné plochy

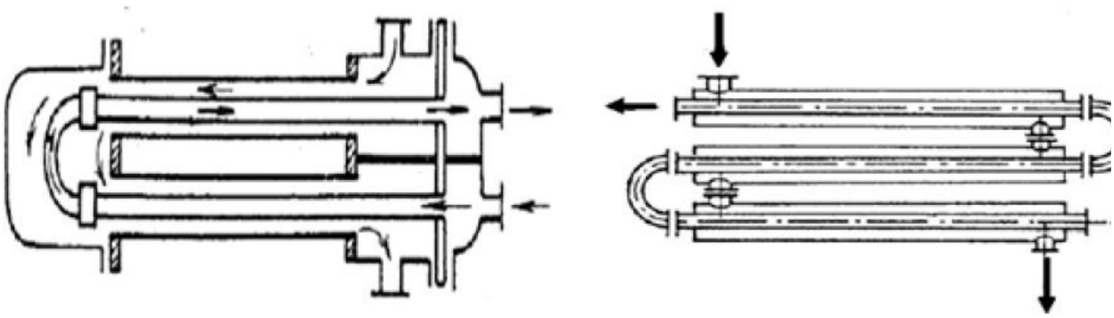
Mezi tento typ patří směšovací výměník, jehož využití je například pro chlazení spalin nástřikem vody nebo chladící věž, kdy pomocí okolního vzduchu dochází ke chlazení vody [4].

1.2. Stručný přehled základních typů výměníků tepla

V této kapitole jsou uvedeny tři základní a nejpoužívanější výměníky tepla. Jsou zde popsány z hlediska konstrukce, jejich užití, předností a nedostatků. Jedná se výměník trubka v trubce, výměník se svazkem trubek v plášti a deskový výměník, přičemž výměník se svazkem trubek v plášti je popsán detailněji vzhledem k řešení tepelně - hydraulického výpočtu právě tohoto typu výměníku.

1.2.1. Výměník typu trubka v trubce

Jedná se nejjednodušší typ výměníku, kdy je trubka o menším průměru situována do trubky o větším průměru. Průměry trubek a pláště jsou normalizovány, proto je jejich výroba jednodušší oproti výměníku se svazkem trubek v plášti. Směr proudících médií uvnitř trubek může být souproudý nebo protiproudý. Tento výměník je možné zkonstruovat ve dvou provedeních – rozebíratelné a nerozebíratelné (obr. 1.5). Nerozebíratelné provedení je vhodné, jestliže rozdíl teplot látek není větší než 20 °C a kdy není třeba čištění mezitrubkového prostoru. V případě rozebíratelné konstrukce je rozdíl teplot látek větší než 20 °C a je možné čištění trubkového i mezitrubkového prostoru. Tento typ výměníku je vhodný v případě, že teploty dosahují 180 – 200 °C, tlaku 5 MPa a při tepelném výkonu do 1 MW. K získání vyšších součinitelů přestupu tepla je vhodné použít žebrování u vnitřní trubky. Žebrované trubky se používají v případě, že jedna z pracovních látek má výrazně větší součinitel přestupu tepla než druhá pracovní látka. Žebrováním dochází ke zvětšení teplosměnné plochy trubek. Žebra mohou být vyválcována z materiálu trubky nebo navinuta na trubku ve formě pásku. Je také umožněna kombinace různých materiálů trubky a žeber. Nejčastěji jsou používána vnější žebra, ale je možné použití i žeber vnitřních [5].



Obr. 1.5 Rozebíratelné (vlevo) a nerozebíratelné (vpravo) provedení trubkového výměníku [6]

1.2.2. Trubkový výměník se svazkem trubek v plášti

Podstatou konstrukce trubkových výměníku je vytvoření navzájem oddělených pracovních prostor, trubkového, který je tvořen komorami a vnitřky všech trubek a mezitrubkového, jenž je mezi pláštěm a vnější stranou trubek. Tyto prostory jsou dva samostatné tlakové prostory, a to vzhledem k tomu, že výměník může v provozu pracovat při rozdílném tlaku látky.

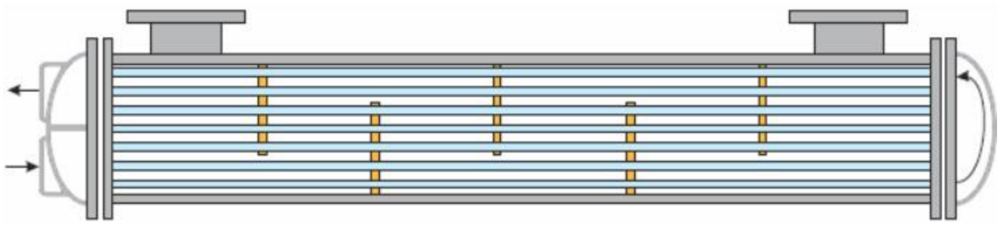
Tento typ výměníku je v praxi nejrozšířenější, vzhledem k možnosti použití pro vysoké tlaky a teploty. Hlavní části tohoto výměníku tvoří plášť, svazek trubek, trubkovnice, přední a zadní komora, případně přepážky, které mohou být různého

provedení. Směr toku proudů v jednotlivých částech výměníku mění svůj charakter. Přepážky, jak podélné tak příčné, slouží k rozdělení proudu.

Jejich výhodou je snadné čištění prostor, nebo úplná výměna jednotlivých částí. Dále pak méně náročná výroba, použití pro teploty až do 800 °C a tlaků do 140 MPa pro trubky a do 30 MPa pro plášť. Naopak nevýhodou jsou vyšší tlakové ztráty, jejich zanášení vlivem přepážek a také větší hmotnost [5].

U tohoto typu existuje několik konstrukčních variant, které se liší zejména typem přepážkového systému a způsobem kompenzace teplotních dilatací. V závislosti na typu přepážek jsou dostupné například výměníky se segmentovými přepážkami nebo se šroubovicovými přepážkami. Z hlediska kompenzace dilatací jsou rozšířené výměníky s plovoucí hlavou nebo s U – trubkami. Kromě typu výměníku, na který je práce zaměřená – s pevnou trubkovnicí a se segmentovým přepážkovým systémem (obr. 1.6), jsou dostupná tato provedení tepelných výměníků [5]:

- Výměník tepla s plovoucí hlavou a segmentovými přepážkami
- Výměník tepla s U-trubkami a segmentovými přepážkami
- Výměník tepla se šroubovicovými přepážkami.



Obr. 1.6 – Schéma výměníku s pevnou trubkovnicí [7]

1.2.3. Deskový výměník

Deskové výměníky patří mezi rozšířené typy. Jejich použití je vhodné pro látky typu plyn – plyn, kapalina – kapalina, odpařování – kondenzace. Mezi hlavní výhody těchto výměníků patří jejich 3 – 5x vyšší účinnost oproti výměníkům trubkovým, jejich kompaktnost a malá hmotnost, jednoduchá konstrukce, dobrá možnost čištění, možnost zvětšení/zmenšení teplosměnné plochy přidáním/odebráním další desky a jednoduché řešení dilatací. Naopak mezi jejich nevýhody patří použití při omezeném rozsahu teplot a tlaků, těsnění a omezená odolnost vůči zanášení. Tento typ výměníku můžeme rozdělit na deskový výměník s hladkými deskami a deskový výměník s profilovanými deskami [5].

Deskový výměník tepla s hladkými deskami

Přednost tohoto výměníků spočívá v nízkých tlakových ztrátách, což snižuje náklady na provoz. Desky o čtvercovém či obdélníkovém průřezu s ohnutými kraji na konci, tvořící teplosměnnou plochu, jsou naskládány na sebe, čímž dojde k vytvoření křížově uspořádaných štěrbin. Těmito štěrbinami proudí nejčastěji látky plynného skupenství o malých přetlacích, případně podtlacích. Nejčastějšími proudícími látkami je vzduch – vzduch nebo spaliny – vzduch. U proudění spalin a vzduchu je kvůli malému teplotnímu rozdílu a nízkým koeficientům přestupu tepla vyžadována velká teplosměnná plocha [5].

Deskový výměník tepla s profilovanými deskami

Tento typ výměníku je složen z několika desek, které jsou seřazeny za sebou. V případě stažení desek mezi hlavní a přítlačnou deskou pomocí šroubů se jedná o rozebíratelný typ. Desky jsou standardně vyráběny z nerezové oceli, titanu, případně niklu. Hlavní výhodou tohoto typu je možnost snadného čištění celého zařízení. Pakliže jsou desky vzájemně připájeny, jedná se o nerozebíratelný typ. Výhodou nerozebíratelného typu je použití pro vyšší tlaky a teploty.

Tyto deskové výměníky jsou hlavně používány ve výměníkových stanicích pro ohřev nebo chlazení. Velkou výhodou je malá velikost zastavěné plochy při velké teplosměnné ploše [5].

1.3. Negativní provozní vlivy na tepelný výměník

Během provozu tepelného výměníku standardně dochází k negativním vlivům, které mají dopad na přenos tepla, výkon zařízení či na jeho poškození. Mezi tyto vlivy patří vibrace, zanášení, koroze, abraze, netěsnosti v zaválcování, kavitace nebo nekvalitně provedené svary. Blíže jsou zde popsány pouze vibrace, zanášení a koroze.

Vibrace trubek

Vibrace jsou obvykle vyvolány proudící tekutinou nebo také působením vibrací ze zařízení, která jsou poblíž. Proudící tekutina vyvolává rezonanční, silové, akustické vibrace, kavitaci, vodní rázy a další. Vibrace závisí na fyzikálních vlastnostech tekutiny, rychlosti proudění, geometrii mezitrubkového prostoru a trubek a samotného materiálu trubek [8].

Zanášení

Zanášení znamená usazování různých materiálů (solí, produktu koroze a pevných látek) z teplonosných látek na plochách výměny tepla. Tímto usazováním se zvyšuje

odpor, což vede ke snížení přenosu tepla. Může dojít ke snížení průtočného průřezu a tím ke zvýšení rychlosti proudění látky, tlakové ztráty a vyšší potřebě výkonu čerpadel a ventilátorů. Při každém výpočtu součinitele prostupu tepla musí být brán v potaz součinitel zanášení, který tento vliv uvažuje. Zanášení vzniká také v důsledku působení rychlosti a teploty tekutiny. Při provozu je proto vhodné sledovat veličiny jako teploty či tlakové ztráty a na základě těchto veličin vyhodnocovat okamžitý součinitel prostupu tepla, který může určit, kdy by měl být výměník vyčištěn či vyměněn. Existuje několik kategorií zanášení jako například krystalické, partikulární, chemickou reakcí, korozní, biologické, v důsledku zmražení nebo ztuhnutí. Tomuto jevu lze předejít různými konstrukčními opatřeními, snížením solí v pracovních látkách, snížením koncentrace popílku ve spalinách, mechanickým nebo chemickým čištěním trubek [9].

Koroze

Tento jev je způsoben nevhodným konstrukčním materiálem trubek a pracovními médii, kdy nejčastější příčinou u vody je její špatný pH faktor a špatné odplynění. Mezi další příčiny vzniku koroze patří nevhodný výrobní postup nebo změna provozních podmínek. Korozivní prostředí může také vznikat v důsledku zanášení. Následkem koroze je netěsnost zařízení. Řešením může být bypas, případně odstávka zařízení, zátkování trubek, výměna svazku trubek za trubky z vhodnějšího materiálu, či přidáním inhibitoru (látky, která snižuje korozivní působení na materiál) do pracovního média [10].

1.4. Význam tepelně-hydraulického výpočtu a softwarové podpory

Tepelně-hydraulický výpočet slouží k získání velikosti teplosměnné plochy (návrhový výpočet) nebo ke zjištění chování stávajícího konstrukčního provedení výměníku (kontrolní výpočet). Hydraulický výpočet slouží k určení hydraulických tlakových ztrát, které jsou velmi podstatné pro fungování celého zařízení, jak v trubkovém tak v mezitrubkovém prostoru. Tlakové ztráty jsou děleny na ztráty třením a ztráty místními odpory. Tepelně-hydraulický výpočet je základní součástí při návrhu nebo kontrole celého výměníku. Základními rovnicemi tohoto výpočtu je rovnice tepelné bilance a rovnice prostupu tepla. Nejpodstatnější roli při výpočtu hraje součinitel přestupu tepla α. Určení součinitele přestupu tepla může být v některých případech konstrukčního provedení složité.

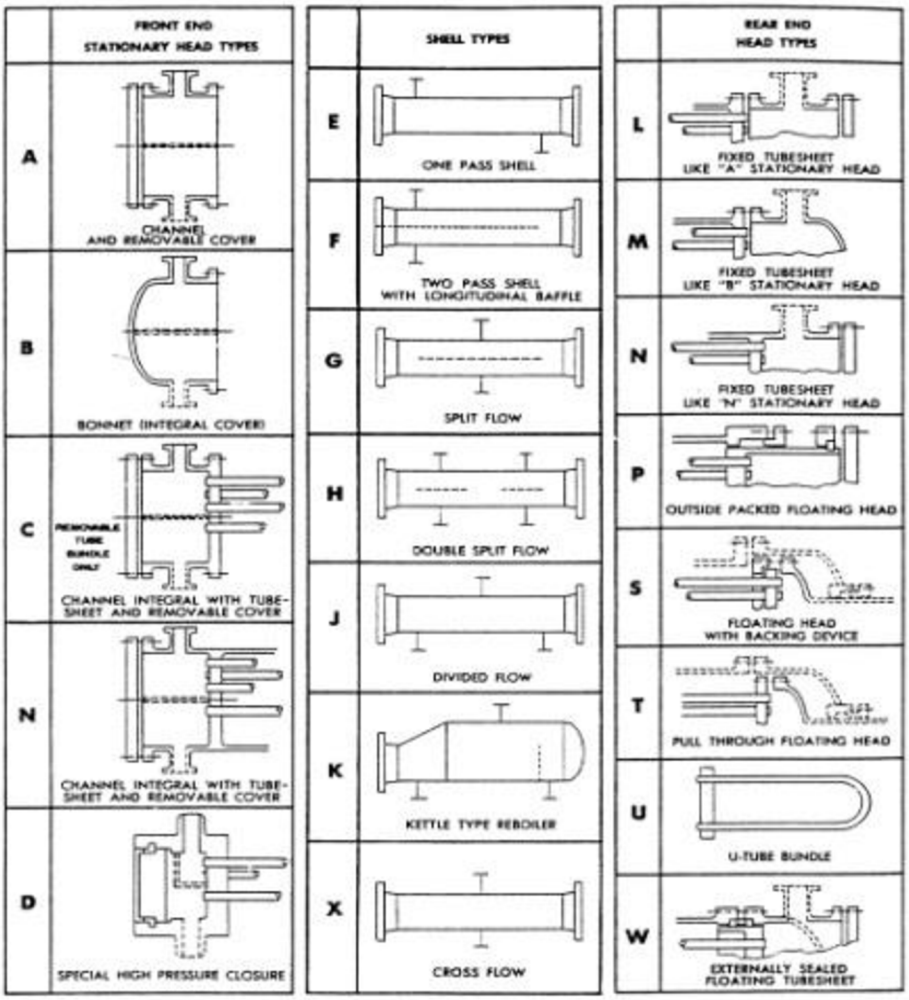
Z důvodu složitosti výpočtu jsou tyto výpočty převáděny do podoby softwarů. Mezi nejznámější, specializované na tepelně-hydraulické výpočty výměníků, patří software HTRI. Známé jsou také softwary na bilancování procesů, jejichž součástí jsou i v některých případech moduly pro tento druh výpočtu výměníků vybraných typů. Mezi takové softwary patří například ChemCAD. Podstatné při výběru softwaru je, aby poskytoval věrohodné výsledky.

2. Typ řešeného trubkového výměníku tepla a jeho popis

Výměník tepla, na který je v této diplomové práci soustředěna pozornost, je trubkový výměník tepla se segmentovým přepážkovým systémem. V rámci této kapitoly jsou popsány jednotlivé konstrukční prvky řešeného tepelného výměníku a popis jeho hlavních částí.

2.1. Aspekty standardizovaného provedení jednotlivých částí trubkového výměníku tepla

Konstrukce těchto výměníků tepla se typicky řídí standardem TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association). Základní provedení těchto výměníků dle TEMA je znázorněno na obrázku 2.1.



Obr. 2.1 – Typy výměníku dle TEMA Standard [11]

Tepelný výměník je složen z několika součástí, kdy většina z nich je normalizovaná, tedy se řídí dle dané normy. Zde jsou uvedeny všechny části a konstrukční detaily výměníků a případně jejich příslušné normy.

2.1.1. Provedení pláště

Jak již bylo zmíněno v úvodu této kapitoly, konstrukce pláště se řídí dle TEMA Standard. Pláště mohou být typu [12]:

TEMA E – základní provedení pláště se vstupním a výstupním hrdlem umístěným na opačných stranách pláště.

TEMA J – jedná se o typ s takzvanými dělenými proudy, který má jedno vstupní a dvě výstupní hrdla (proud je dělen na polovinu), čímž dojde k poklesu tlakové ztráty cca na 1/8 oproti typu E.

TEMA G – plášť s dvouchodým uspořádáním mezitrubkového prostoru a jedním děleným tokem, obsahuje podélnou přepážku, tlaková ztráta je podobná jako u typu E, je dosaženo vyšší teplotní účinnosti.

TEMA X – proudění v mezitrubkovém prostoru je čistě příčné bez příčných přepážek, je dosaženo extrémně malé tlakové ztráty.

TEMA F – je opatřen podélnou přepážkou, díky které se jedná o typ s dvěma chody v MP. Je používán v případech, kde by byly nutné dva výměníky v sérii. Tlaková ztráta je cca 8x větší, než v případě typu E.

Pro vyrobení pláště je vždy lepší použití trubky bezešvé, až v případě, že požadovaný rozměr není dostupný, pak se použije trubka svařovaná. Použití bezešvé trubky je lepší z hlediska bezpečnosti, kdy díky absenci svarů klesá možnost poškození v důsledku napětí či poruch ve svarech.

2.1.2. Trubky

Průměr trubek

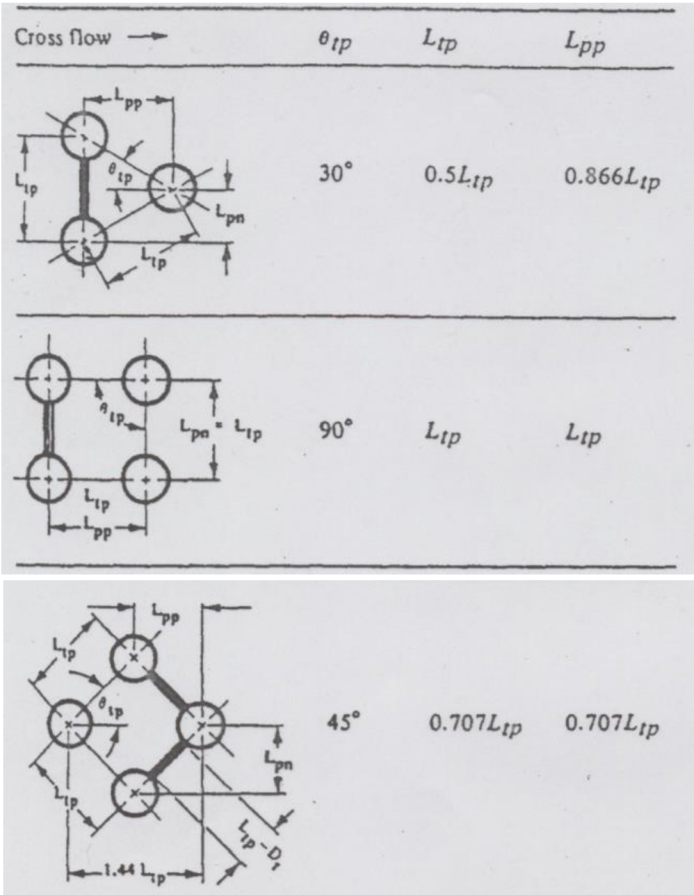
Průměry trubek jsou voleny s ohledem na velikost teplosměnné plochy. Větší velikosti plochy je dosaženo při použití trubek s menším průměrem. Průměry ocelových bezešvých trubek tvářených za tepla jsou normalizovány a dány normou ČSN 42 5715. Existují jakosti I – III, trubky I. jakosti jsou pro použití nejvýhodnější z důvodu jejich snadné dostupnosti a nižší ceny.

Délka trubek

U dalšího rozměru trubek – délky obecně platí, že čím delší je trubka, tím nižší je cena výměníku při dané teplosměnné ploše. Toto je důsledek menšího průměru pláště, tenčí trubkovnice a přírub, menšího počtu kusů k opracování a menšího počtu vrtaných otvorů. Obvyklý poměr mezi délkou a průměrem pláště je v rozmezí 5 až 10 při respektování optimálního výkonu výměníku [12].

Rozteč a uspořádání trubek

Minimální rozteč trubek je 1,25 násobek průměru trubek. Všeobecně je preferována nejmenší rozteč při uspořádání trubek do trojúhelníku a úhlu natočení 30°, kdy se předpokládá provádění čištění pomocí turbulentního nebo laminárního proudu kapalného média. Při požadavku na mechanické čištění trubek se volí uspořádání trubek do čtverce s úhlem natočení 90° nebo 45°. Tato uspořádání jsou znázorněna na obrázku 2.2 [12].



Obr. 2.2 – Uspořádání trubek [13]

2.1.3. Ostatní konstrukční prvky výměníku

Mezi ostatní konstrukční prvky výměníku patří příruby, dna, vodící tyče, trubkovnice, přepážky. Aspekty standardizovaného provedení těchto prvků budou nyní stručně představeny.

Příruby

Rozměry přírub (plochých, krkových), krom atypických rozměrů či tvarů, jsou dány normou EN 1092.

Dna

Existuje několik druhů den, například vysokotlaká, polokulová, eliptická či plochá dna. Pro výrobu tepelných výměníků se nejčastěji používají dna hluboce klenutá, jejichž rozměry jsou dány normou ČSN 42 5815. Tato norma stanoví rozměry klenutých den s vnějším řídícím průměrem od 800 do 3200 mm a tloušťkou stěn od 5 do 20 mm.

Vodící tyče

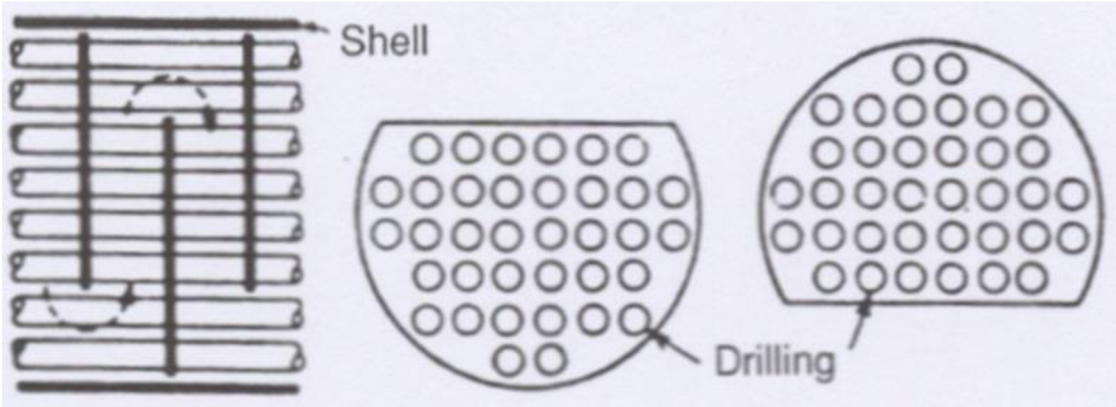
Tyče kruhové z ocelí tříd 11 - 16 tažené za studena s úchylkami h 9 (h11 a h12) jsou dány normou ČSN 42 6511 (ČSN 42 6510). Tyto tyče jsou při konstrukci výměníku používány jako vodící.

Trubkovnice

Trubkovnice slouží k zaválcování trubek výměníku. Pro návrh trubkovnice výměníku je dostupná softwarová podpora v podobě online dostupného kalkulátoru na stránkách *http://www.red-bag.com/tubesheet-layout.html*.

Přepážky

Funkcí příčných přepážek je usměrňování proudění přes trubkový svazek a mechanické podpírání trubek proti prohýbání a možnému chvění. Nejčastějším typem jsou segmentové přepážky – obr. 2.3. Rozteč přepážek je dána požadavkem na dosažení požadovaného tepelného výkonu a požadavkem na podepření trubek. Poměr mezi roztečí přepážek a velikostí jejich výřezu také určuje tepelný výkon a velikost tlakových ztrát [12].



Obr. 2.3 – Detail segmentové přepážky (drilling – díry pro trubky, shell – plášť) [13]

2.2. Standardní postup návrhu, konstrukčního zpracování, výroby a kontroly trubkového výměníku tepla

Předmětný tepelný výměník spadá do kategorie tlakových nádob (vyšší tlak než 0,5 bar a objem větší než 0 litrů). Tlakové nádoby musí být v souladu s evropskou směrnicí PED 97/23/EC (Pressure Equipment Directive), která stanovuje bezpečnost těchto zařízení a kategorizaci rizik. Doplňkem k této směrnici jsou normy. Konkrétně pro tepelné výměníky (netopené tlakové nádoby) platí norma ČSN EN 13445. Tato norma se skládá celkem ze šesti částí:

1. Všeobecné (základní principy, pojmy);

2. Materiály (skupiny, vlastnosti dle pracovních teplot, požadavky na značení,…);

3. Konstrukce a výpočet (způsoby řešení, skupiny zařízení, svarový součinitel,…);

4. Výroba (svařovací postupy, tolerance, tepelné zpracování,…);

5. Kontrola a zkoušení (tlaková zkouška, NDT, passport tlakové nádoby,…);

6. Návrh a výroba tlakových nádob z litiny s kuličkovým grafitem.

Po obdržení zadávací dokumentace od zákazníka, je vytvořena výrobně - technická dokumentace, která obsahuje:

1. Výkresovou dokumentaci (výkres sestavy, případně výkresy jednotlivých částí výměníku, kusovník),

2. Technologický postup výroby,

3. Svařovací dokumentaci (seznam svářečů, svářečský plán, WPQR, WPS),

4. Plán kontrol a zkoušek (například kontrola čistoty vnitřních povrchů, vizuální kontrola svarových ploch, kontrola stavu svařovacího zařízení, kontrola sestavení jednotlivých komponent, kontrola provedení svarů, VT, PT a RT kontrola svarů, rozměrová kontrola,

kontrola čistoty trubkových svazků, tlaková zkouška mezitrubkového prostoru, těsnostní zkouška mezitrubkového prostoru),

5. Výpočtovou dokumentaci (kontrolní tepelně hydraulický výpočet, pevnostní výpočet),

6. Kvalifikaci pracovníků,

7. Odbornou způsobilost společnosti.

Po vyrobení zařízení, musí být vytvořen tzv. pasport výměníku neboli průvodně technická dokumentace. Ta je součástí již konečného zařízení a je doručena zákazníkovi spolu s výrobkem. Pasport tepelného výměníku obsahuje tyto části:

1. Užití a popis,

2. Návod na montáž, manipulaci, opravu a údržbu,

3. Program tlakové zkoušky,

4. Rozměrové náčrtky pro tlakové zkoušky,

5. Pevnostní výpočet tlakové nádoby,

6. Tepelně-hydraulický výpočet tlakové nádoby,

7. Sestavný výkres,

8. Materiálové atesty,

9. Plán kontrol a zkoušek,

10. Protokoly zkoušek,

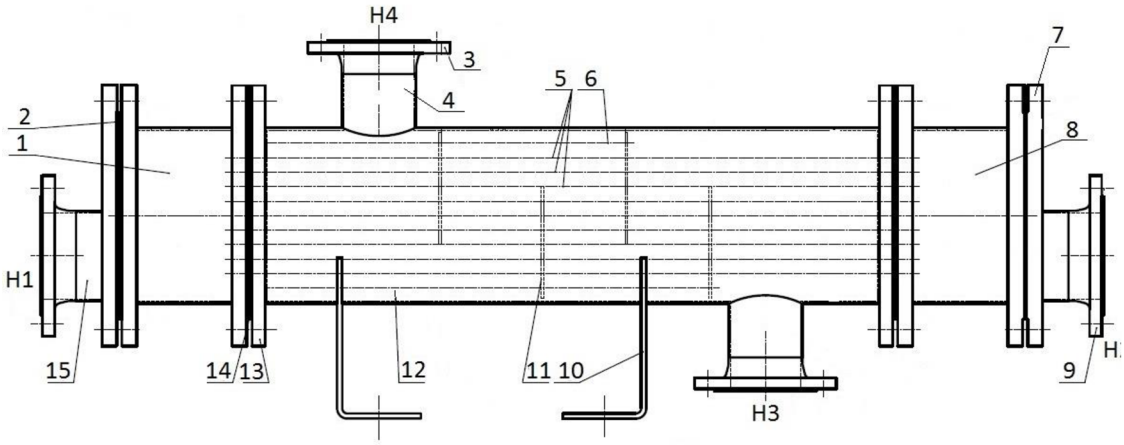
11. Výchozí revizní zprávu,

12. Kvalifikaci pracovníků,

13. Prohlášení o shodě.

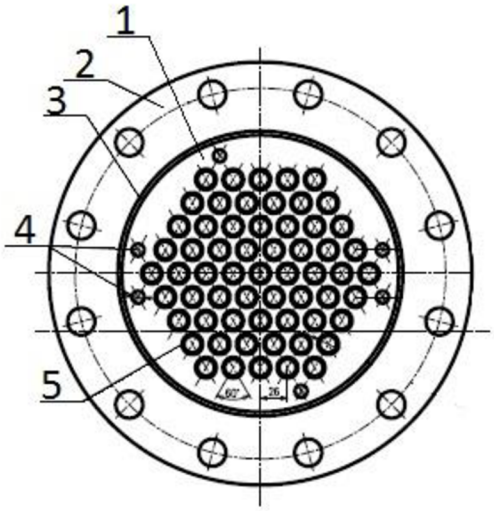
2.3. Popis hlavních částí řešeného trubkového výměníku tepla se svazkem trubek v plášti a segmentovým přepážkovým systémem

Výměník, řešený v této diplomové práci, je dle výše zmíněné tabulky TEMA typu AEL, tj. jde o výměník s pevnými trubkovnicemi a jedním chodem v mezitrubkovém i trubkovém prostoru. Oba konce výměníku jsou opatřeny odnímatelnými komorami. Na obrázku 2.4 je znázorněno konstrukční řešení a hlavní části tohoto výměníku a na obrázku 2.5 je znázorněna trubkovnice. Konkrétní rozměry jsou uvedeny na výkrese v Příloze 1.



Obr. 2.4 – Hlavní části řešeného výměníku:

1 Pravá komora, 2 Víko pravé komory, 3 Příruba hrdla H3 a H4, 4 Trubka ϕ 114,3 × 3,05, 5 Trubky 20 × 2, 6 Rozpěrná tyč, 7 Víko levé komory, 8 Levá komora, 9 Příruba hrdla H1 a H2, 10 Sedlová podpěra, 11 Přepážka, 12 Plášť, 13 Trubkovnice, 14 Těsnění, 15 Trubka 139,7 × 4



Obr. 2.5 – Trubkovnice řešeného výměníku (1 Trubkovnice, 2 Příruba, 3 Těsnění, 4 Rozpěrné tyče, 5 Trubky).

Jak vyplývá z obr. 2. 5, trubkový svazek ve tvaru šestiúhelníku je tvořen 61 trubkami o průměru 20 × 2 mm. Jejich uspořádání je do rovnostranného trojúhelníku s vrcholovým úhlem 60° a roztečí trubek v řadě 26 mm (délka strany trojúhelníku). Tím je dána rozteč řad trubek – 22,5 mm. Trubky mají délku 1000 mm, jejich pevným uchycením v trubkovnicích na obou koncích vzniká efektivní délka 954 mm. Plocha výměny tepla A se v případě výměníku tepla se svazkem trubek v plášti vztahuje k vnějšímu průměru trubek. A je dána vztahem:

$$A = \pi \cdot d_2 \cdot L \cdot n$$

kde, d_2 je vnější průměr trubky = 0,02 m;

L je efektivní délka trubky = 0,954 m;

n je počet trubek = 61.

$$A = \pi \cdot 0{,}02 \cdot 0{,}954 \cdot 61 = 3{,}656\ m^2$$

Systém segmentových přepážek je tvořen čtyřmi přepážkami o tloušťce 4 mm a se seříznutím vůči svému průměru o 32,4 %. Jednotlivé rozteče přepážek jsou součástí přílohy 1 – výkresu výměníku. Přepážkový systém je fixován pomocí 6 rozpěrných tyčí o průměru 12 mm. Tyto tyče jsou na obou koncích pevně přivařeny v trubkovnicích výměníku.

Hrdla H1 a H2 jsou o průměru 139,7 × 3 mm a slouží pro vstup a výstup pracovní látky na trubkové straně výměníku. Umístění těchto hrdel je v koncových komorách vůči axiální ose pláště excentricky. Hrdla H3 a H4 jsou o průměru 114,3 × 3 mm a slouží pro vstup a výstup pracovní látky na plášťové straně výměníku.

3. Metody tepelně-hydraulického výpočtu a jejich charakteristika

V této kapitole jsou uvedeny hlavní metody používané při tepelně-hydraulickém výpočtu předmětného trubkového výměníku tepla se segmentovým přepážkovým systémem. Jsou zde popsány základní rovnice, které slouží ke zjednodušenému výpočtu a dále tři nejznámější metody nejčastěji používané ve výpočtových softwarech.

3.1. Výpočtové metody podle stupně složitosti

Rozlišují se tři typy výpočtových metod výměníků tepla: metody odhadové, metody střední složitosti a metody s využitím programování.

Odhadové metody

Jsou velmi vhodné pro předběžné výpočty, protože používají jednoduché aproximace a pravidla (normy, početní úkony) nebo dokonce vybrané konstantní hodnoty pro proměnné termodynamické veličiny. Pomocí těchto odhadů mohou být rychle zjištěny nejvíce omezující proměnné při návrhu [12].

Metody střední složitosti

Tyto metody jsou řešitelné pomocí ručních kalkulátorů, obzvlášť s možností programování. Jedná-li se o vstupní proměnné, musí být programování ještě poměrně velmi jednoduché. Ve srovnání s metodami odhadovými, vedou tyto metody k výsledkům s větší přesností. Důležitou součástí je stále technický úsudek konstruktéra. Zde patří například metoda Bell-Delaware [12].

Metody s využitím programování

Zde jsou zahrnuty výpočetní postupy, jejichž hlavním cílem je přesnost prakticky bez omezení obtížností. Použití takového programu je složité vzhledem k zadávání konstrukčních parametrů a fyzikálním vlastnostem pracovních látek zejména u proudu s dvoufázovým tokem. Stále je u těchto metod potřeba kritické analýzy a posouzení výsledků konstruktérem [12].

3.2. Základní rovnice pro tepelně-hydraulický výpočet

V této kapitole jsou popsány důležité vztahy, týkající se tepelně-hydraulického výpočtu.

Rovnice tepelných bilancí

Tepelný příkon přiváděný do výměníku horkým proudem $\dot{Q}_1$ musí být roven tepelnému výkonu přenesenému do studeného proudu $\dot{Q}_2$ včetně ztrát do okolí $\dot{Q}_Z$. V důsledku splnění zákona zachování energie při ustáleném stavu. Platí rovnice [9]:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{Q}_Z \text{ [W]}$$

Z důvodů, že při běžných velikostech zaizolovaných zařízení dosahují ztráty 5 % a při výpočtu je také uvažován vliv zanášení, je možné tyto ztráty zanedbat. Pak platí [9]:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = \dot{Q}$$

kde $\dot{Q}$ je tepelný výkon.

Za předpokladu, že horké médium proudí trubkovým prostorem, pro proudy platí vztah [9]:

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot \bar{c}_{p1} \cdot (T_{11} - T_{12}) = \dot{m}_2 \cdot \bar{c}_{p2} \cdot (T_{22} - T_{21})$$

nebo také vztah [9]:

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot (i_{11} - i_{12}) = \dot{m}_2 \cdot (i_{22} - i_{21})$$

kde $\bar{c}_{p1}$, $\bar{c}_{p2}$ … střední velikosti měrné tepelné kapacity pro intervaly teplot T_{11} až T_{12} a T_{22} až T_{21} [J/kg·K],

$\dot{m}$ … hmotnostní tok [kg/s],

i_{11}, i_{12}, i_{21}, i_{22} … měrné entalpie odpovídající příslušným teplotám [J/kg],

T_{11} … teplota proudu 1 na vstupu do výměníku [°C],

T_{12} … teplota proudu 1 na výstupu z výměníku [°C],

T_{21} … teplota proudu 2 na vstupu [°C],

T_{22} … teplota proudu 2 na výstupu [°C].

Rovnice výměny tepla

Pro celkový přenos výkonu výměny tepla, platí rovnice ve tvaru [9]:

$$\dot{Q} = A \cdot k \cdot \Delta\overline{T}$$

kde A … plocha výměny tepla [m^2],

k … součinitel prostupu tepla [W/ $m^2 \cdot K$],

$\Delta\overline{T}$ … střední teplotní rozdíl [°C] (označovaný také jako EMTD nebo MTD) je dán vztahem [9]:

$$\Delta\overline{T} = F \cdot \Delta\overline{T}_{ln}$$

kde $\Delta\overline{T}_{ln}$ … střední logaritmický teplotní rozdíl [°C] (označovaný také jako LMTD),

F … korelační součinitel [-] (pro protiproud nebo souproud je F = 1, jinak je určen z diagramu).

Rovnice tepelné bilance musí být v naprosté shodě s rovnicí výměny tepla. To znamená, že po návrhovém výpočtu tepelného výměníku, kdy je hledanou veličinou teplosměnná plocha A, musí opět dojít ke kontrole této navržené plochy. Toto je nutné opakovat, dokud si rovnice nebudou rovny s dostatečnou přesností [9].

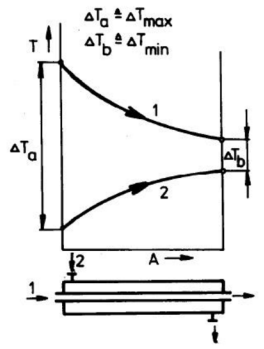
Střední logaritmický teplotní rozdíl

Při průtoku pracovních látek tepelným výměníkem, dochází k plynulé změně jejich teploty podél plochy výměny tepla. Tento teplotní průběh je dán logaritmickými křivkami obou proudů. Rozdíl mezi jejich středními hodnotami je definován jako střední logaritmický teplotní rozdíl $\Delta\overline{T}_{ln}$. Ten slouží pro analýzu výměníků tepla, kde poměry teplot a toků jsou konstantní a pro hodnocení jejich termálních vlastností. Pro výpočet logaritmického teplotního rozdílu platí vztah [14]:

$$\Delta\overline{T_{ln}} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}}$$

Souproudý tok

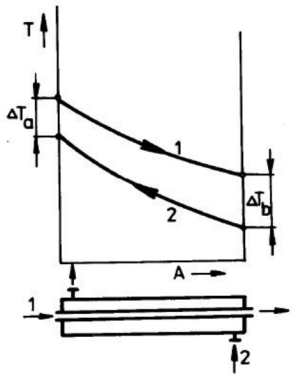
Rozdíl teplot ΔT_a, v případě tohoto uspořádání, je vždy vyšší než ΔT_b. Tudíž $\Delta T_{max} = \Delta T_a$ a $\Delta T_{min} = \Delta T_b$. V tomto případě nemůže dojít k překřížení výstupních teplot, z toho důvodu, že výstupní teplota studeného proudu T_{22} bude vždy nižší než výstupní teplota horkého proudu T_{12} (obr. 3.1) [14].



Obr. 3.1 – Teplotní profily pracovních látek při souproudém uspořádání [14]

Protiproudý tok

V případě protiproudého uspořádání může ΔT_a i ΔT_b odpovídat maximální hodnotě. Určení ΔT_{max} pak závisí na velikosti součinu $\dot{m}_1 \cdot \bar{c}_{p1}$ a $\dot{m}_2 \cdot \bar{c}_{p2}$. Bude-li například tento součin vyšší pro proud 1 než pro proud 2, pak ΔT_a bude rovno minimu ΔT_{min} a ΔT_b bude rovno maximu ΔT_{max} a naopak. V tomto případě může dojít k překřížení výstupních teplot, dosáhne-li výstupní teplota studeného proudu (T_{22}) vyšší hodnoty, než je výstupní teplota horkého proudu (T_{12}). Toto uspořádání je znázorněno na obrázku 3.2 [14].



Obr. 3.2 – Teplotní profily pracovních látek při protiproudém uspořádání [14]

Prostup tepla

V technické praxi dochází ke kombinaci několika mechanismů sdílení tepla. Konkrétně v případě trubkových výměníků dochází k přestupu tepla z pracovní látky v trubkovém prostoru na vnitřní stěnu trubky, vedení tepla z vnitřní na vnější stěnu trubky a k přestupu tepla z vnější strany trubky do pracovní látky, která proudí v mezitrubkovém prostoru. Toto platí, proudí-li teplejší médium v trubkovém prostoru. Tento proces se nazývá prostup tepla a je definován součinitelem prostupu tepla [9].

Součinitel prostupu tepla

Součinitel prostupu tepla vyjadřuje množství tepla, které projde konstrukcí o velikosti plochy 1 m^2, je-li rozdíl teplot jejích povrchů 1 K. Součinitel prostupu tepla pro trubkový výměník s hladkými trubkami je dán vztahem [9]:

$$k = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_2}{2\lambda_t} \cdot \ln\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Při použití výměníku tepla v praxi dochází k zanášení plochy výměny tepla například produkty koroze, kaly či jinými cizími částicemi unášenými pracovními médii. V důsledku zanášení dochází ke zvyšování odporu proti přenosu tepla, čímž je snižován tepelný výkon výměníku. Díky tomu je nutné do výpočtu zanášení zahrnout, čímž bude platit vztah [9]:

$$k = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1} \cdot (\frac{1}{\alpha_1} + R_{z1}) + \frac{d_2}{2\lambda_t} \cdot \ln\frac{d_2}{d_1} + (\frac{1}{\alpha_2} + R_{z2})}$$

kde λ_t … tepelná vodivost materiálu trubek [W/m·K]

R_{z1}, R_{z2} … součinitele zanášení [m^2·K/W],

α_1, α_2 … součinitele přestupu tepla v trubkovém, resp. mezitrubkovém prostoru [W/ m^2·K].

Problémové určení součinitele přestupu tepla je v mezitrubkovém prostoru s přepážkami, kdy je tok látky složitý. Součinitel α je funkcí rychlosti proudění kapaliny, tepelné vodivosti, měrné tepelné kapacity, viskozity a hustoty látky. Hodnota součinitele přestupu tepla vychází z rovnice [9]:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$$

kde α … součinitel přestupu tepla [W/ m^2·K],

l … charakteristický rozměr [m],

λ … tepelná vodivost [W/m·K],

Nu … Nusseltovo číslo [-].

Nusseltovo číslo je funkcí čísla Reynoldsova (Re) a Prandtlova (Pr) a vyjadřuje podobnost přenosu tepla konvekcí v mezní vrstvě tekutiny. Tato čísla jsou tzv. bezrozměrná podobnostní kritéria. Ve výpočtu jsou zahrnuty také další korekční faktory.

Hydraulický výpočet

Podstatou hydraulického výpočtu je určení průtočného odporu – tlakové ztráty obou látek. Ty jsou potřebné pro dimenzování strojů zajišťujících průtok pracovních látek a pro posouzení hospodárnosti výměníku. Tlakové ztráty je možné rozdělit na tlakové ztráty v trubkovém prostoru a mezitrubkovém prostoru [9].

Pro tlakové ztráty v trubkovém prostoru platí vztah [9]:

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} \text{ [Pa]}$$

kde Δp_{t1} … tlakové ztráty vyvolané třením, jsou funkcí ztrátového součinitele, hustoty média, rychlosti proudění média a korekčních faktorů [Pa];

Δp_{m1} … tlakové ztráty vyvolané místními odpory, jsou funkcí součinitelů místních odporů, hustoty média a rychlostí proudění média [Pa].

Místní tlakové ztráty ve vstupním a výstupním hrdle se zahrnují do ztrát v potrubí, vzhledem k tomu, že velikost hrdel se řídí průměrem potrubí.

Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru lze rozepsat do tvaru [9]:

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{t2} = \Delta p_{to} + \Delta p_{tn+} \Delta p_{tv} \text{ [Pa]}$$

kde Δp_{to} … tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v přepážkovém prostoru svazku [Pa];

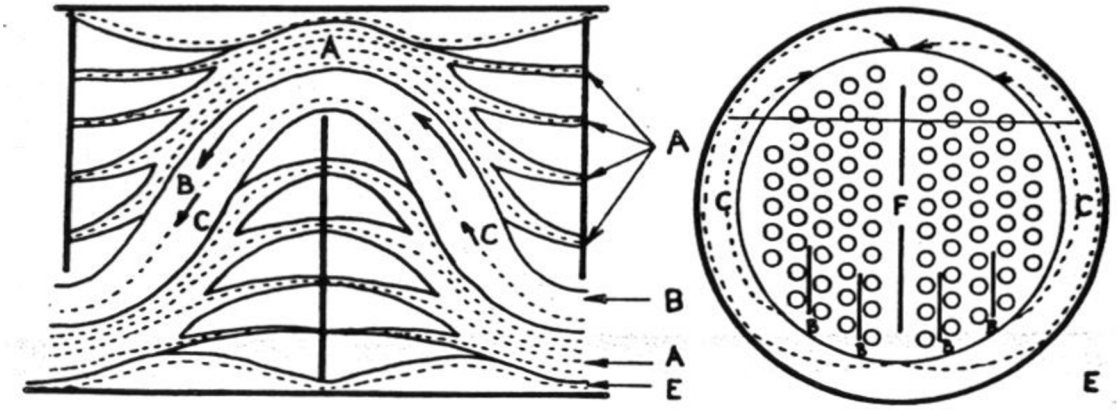
Δp_{tn} … tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v nepřepážkovém prostoru svazku [Pa];

Δp_{tv} … tlakové ztráty třením při podélném obtékání trubek v prostoru nad seříznutím přepážek [Pa].

K dosažení povolené tlakové ztráty je třeba použít větších roztečí přepážek nebo většího průměru pláště, což má za následek snížení rychlosti proudění, a tím i nižší součinitel přestupu tepla.

3.3. Proudy v mezitrubkovém prostoru

Pouze část média vhodně protéká trubkovým svazkem, zatímco značná část protéká zkraty přes plochy netěsností (mezi přepážkami a pláštěm, mezi trubkami a přepážkami) a přes obtokové plochy (mezi svazkem trubek a stěnou pláště výměníku). Tyto vůle jsou dány výrobou a montáží. Na obr. 3.3 je zobrazeno rozdělení proudů při proudění látky v mezitrubkovém prostoru dle Tinkera (1951) [12].



Obr. 3.3 – Rozdělení toku proudu dle Tinkera [13]

Proud A – zkratový proud daný mezerou vytvořenou mezi otvorem pro trubku v přepážce a stěnou trubky. Vzniká v důsledku rozdílnému tlaku před a za přepážkou. Má relativně malý vliv na součinitel přestupu tepla, ale průměrný vliv na tlakovou ztrátu.

Proud B – hlavní činný proud s příčným tokem, který je podobný proudění napříč ideálním svazkem trubek. Přenos tepla a tlakové ztráty jsou ovlivňovány zejména tímto proudem.

Proud C – obtokový proud daný mezerou mezi svazkem trubek a stěnou pláště (jeho velikost se liší podle různých typů konstrukcí svazků, jako například svazek s pevnými trubkovnicemi, plovoucí hlavou atd.).

Proud E – zkratový proud v mezeře mezi hranou přepážky a stěnou pláště. Tento proud je pro přenos tepla nejméně efektivní z důvodu minimálního kontaktu s trubkami. Jedná-li se o laminární proudění, nemusí tento proud přijít do kontaktu s trubkami vůbec.

Proud F – obtokový proud daný průtokovými kanály vzniklými vynecháním trubek v místech, kde jsou o trubkovnice opřeny přepážky pro dělení chodů. Chování tohoto proudu je podobné chování proudu C, ale vyskytuje se pouze u některých uspořádání svazků trubek [12].

3.4. Kernova metoda

Kernova metoda, která je typická pro předběžný návrh, vychází z experimentálních návrhů tepelných výměníků. 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 [8].

3.5. Metoda Bell-Delaware

Tato metoda při výpočtu součinitele přestupu tepla se na rozdíl od Kernovy metody opírá o proudění ideálním svazkem trubek a zároveň zohledňuje i účinek zkratových a obtokových proudů (nikoliv však jejich vzájemné působení). Výpočet byl taktéž vylepšen o účinek rozmístění přepážek a nepříznivého teplotního gradientu, který vzniká při laminárním proudění. Pro součinitele přestupu tepla platí [8]:

$$\alpha_s = \alpha_i \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_s \cdot J_r \ [W/m^2 \cdot K]$$

kde α_s … součinitel přestupu tepla pro mezitrubkový prostor [$W/m^2 \cdot K$],

α_i … součinitel přestupu tepla pro příčné proudění v ideálním svazku trubek [$W/m^2 \cdot K$],

J_c … korekční faktor pro otvor v přepážce [-],

J_l … korekční faktor pro proudy A, E [-],

J_b … korekční faktor pro proudy C, F [-],

J_s … korekční faktor pro proudy umístění přepážek ve vstupním a výstupním úseku [-],

J_r … korekční faktor pro nežádoucí teplotní gradient vyvolaný laminárním prouděním [-].

Výsledná hodnota všech těchto opravných součinitelů pro vhodně navržený výměník se svazkem trubek v plášti se pohybuje řádově okolo 0,6 [12]. To znamená, že skutečný střední součinitel přestupu tepla pro mezitrubkový prostor je dán 60 % z hodnoty, která byla vypočítána pro příčné proudění ideálním trubkovým svazkem. Tato hodnota byla už dlouhou dobu používána a byla stanovena na základě odhadu [12].

3.6. Metoda analýzy toku proudu (Flow stream-analysis method)

Metoda analýzy toku proudu vychází z metody Bell-Delaware. U této metody je navíc uvažováno, krom vlivu jednotlivých proudů, i působení jednotlivých proudů na sebe navzájem. Nejpřesnější dostupné licencované softwary na tepelně hydraulický výpočet výměníku se opírají právě o tuto metodu, která není určená pro ruční výpočet, nýbrž pro použití ve výpočtových softwarech a patří v současnosti mezi nejpropracovanější.

3.7. Návrhový a kontrolní tepelně - hydraulický výpočet a současné výpočtové techniky

Návrhový výpočet

Podstatou návrhového výpočtu je určení všech důležitých rozměrů výměníku, které zaručí požadovaných tepelný výkon a nepřekročení dovolených tlakových ztrát v MP a TP. Jsou zde také zahrnuta jiná hlediska, jako je snadné čištění a údržba, minimální a maximální rychlosti proudění, eroze, omezení rozměrů a hmotnosti, vibrace trubek, tepelná roztažnost atd.

Vstupní požadavky na konstrukční prvky by měly být omezeny pouze na prvky, které jsou bezpodmínečně nutné – například maximální délka, hmotnost, bezpečnost, materiál. Vysoký počet údajů zužuje možnost konstruktéra při volbě co nejlepší kombinace parametrů, jako je typ výměníku, průměr a délka trubek, typ přepážek, uspořádání trubek atd. Vždy existuje několik možných variant kombinací těchto parametrů, nicméně nejvhodnější je pouze ta, která vychází nejvýhodněji z hlediska nákladů [12].

Kontrolní výpočet

Podstatou kontrolního výpočtu je určení tepelného výkonu výměníku, který je již zcela geometricky specifikován. Výsledkem výpočtu je také posouzení, zdali je zařízení schopno se přizpůsobit jiným provozním podmínkám činnosti (například využití tlakové ztráty, možnost čištění, kompenzace tepelné roztažnosti, bezpečnosti, chvění trubek atd.). V dalším případě mohou být stávající výměníky přepočítány pro výkony, které se odchylují od původních návrhových podmínek vzhledem ke změně procesu.

V dnešní době většina profesionálních softwarů umožňuje volbu režimu výpočtu, tj. zda se bude jednat o výpočet návrhový nebo kontrolní. Při zvolení konkrétního typu výpočtu software přizpůsobí požadované vstupní parametry [12].

4. Přehled veřejně dostupných softwarů pro tepelně-hydraulický výpočet

V této kapitole je uveden výčet dostupných softwarů pro tepelně-hydraulický výpočet výměníku tepla se svazkem trubek v plášti. Softwary jsou rozděleny do třech kapitol na Profesionální licencované softwary, Dostupné volně stažitelné softwary a Dostupné nestažitelné kalkulátory.

4.1. Profesionální licencované softwary

Mezi profesionální softwary, sloužící k technologickému návrhu a pevnostním výpočtům tlakových tepelných výměníků patří například softwary HTRI či Sant'Ambrogio. Pro tepelný a hydraulický výpočet předmětného průmyslového výměníku je z nich primárně určen program HTRI Xchanger Suite®.

Kromě zmíněných příkladů softwarů zaměřených jednoúčelově na tlakové zařízení a tepelné výměníky, je na trhu dostupná celá řada podpůrných programů komerčního původu, které slouží k celkové souhrnné analýze hmotových a energetických bilancí výrobních procesů. Tyto programy totiž v rámci implementovaných modulů velmi často umožňují přiblížit také tepelně-hydraulické chování různých zařízení, používaných právě v odlišných procesech. Mezi programy, které jsou využívány v chemickém, energetickém nebo petrochemickém průmyslu, a umožňují tepelně-hydraulické výpočty výměníků tepla, patří například ChemCAD, HYSYS a PRO/II.

V návaznosti na výše uvedené softwary byly pro kontrolní tepelně-hydraulický výpočet řešeného výměníku tepla v této práci použity programy HTRI a ChemCAD s implementovanou nástavbou CC-Therm.

4.1.1. 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. HTRI obsahuje devět modulů:

- vzduchové chladiče a ekonomizéry,
- průmyslové pece,
- výměníky trubka v trubce,
- výměníky se svazkem trubek v plášti a přepážkovým systémem,
- plášťové výměníky tepla s varem nebo kondenzací pracovní látky,
- deskové výměníky tepla s profilovanými deskami,

- spirálové deskové výměníky tepla,
- deskové výměníky tepla s vestavbami a
- vibrační analýza.

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.

Jednotlivé moduly programu HTRI mohou během výpočtu zobrazit zprávy popisující případné chyby pomocí třech úrovní systému identifikace hlášení – zastavení výpočtu, varovné hlášení před potenciálními problémy s výpočtem, informační hlášení k návrhu změně geometrie.

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 společnostem, které se zabývají výhradně touto problematikou.

4.1.2. Nástavba CC-Therm softwaru ChemCAD

Software ChemCAD je sofistikovaný nástroj určený k řešení kompletních procesů, kdy jsou vypočítávány jejich důležité parametry, včetně výměny tepla. Každé simulaci předchází nadefinování konkrétních schémat, která se sestavují pomocí jednotlivých zařízení. K dispozici je široká nabídka těchto zařízení, například různé typy reaktorů či výměníků tepla, čerpadla, potrubní komponenty atd. Mezi jeho hlavní přínosy patří simulace reálných pracovních podmínek, zohlednění okolních vlivů a práce s entalpickými křivkami.

Nástavba CC-Therm slouží k návrhu či ověření tepelného výměníku, které mohou být různého konstrukčního provedení. Typická aplikace této nástavby je u výměníku se svazkem trubek v plášti, kde je možná také změna skupenství - kondenzace a vypařování. Dále je pak obvyklá u deskových výměníků, výměníků trubka v trubce a vzduchových chladičů, ovšem již beze změny skupenství látek. Software nevyžaduje zadání fyzikálních vlastností látek, jelikož disponuje rozsáhlou databází látek s jejich vlastnostmi.

4.2. Dostupné volně stažitelné softwary

Na trhu jsou také volně dostupné i softwary, které jsou ve většině vytvořeny univerzitami či podniky, jež se zabývají danou problematikou. V této kapitole jsou takovéto softwary popsány.

4.2.1. Template heat exchanger design

Jedná se o soubor typu excelovského worksheetu, ve kterém jsou již nadefinovány jednoduché výpočty postavené pouze na základních rovnicích z oboru přenosu tepla. Program je určen zejména k odhadu potřebné teplosměnné plochy (návrhový výpočet), průtoku jedné z pracovních látek, dále pak středního logaritmického rozdílu teplot a tepelného výkonu. Není zde uvažován konkrétní typ a konstrukční provedení výměníku. Vyžaduje se zadání jak vstupních, tak výstupních teplot obou pracovních látek, hmotnostní průtok jedné z nich, měrné tepelné kapacity látek a odhadovaná hodnota součinitele prostupu tepla. Hodnoty jsou zadávány v jednotkách SI. Na obr. 4.1 je zobrazen jednoduchý zadávací formulář tohoto programu (**Inputs** – Vstupy).

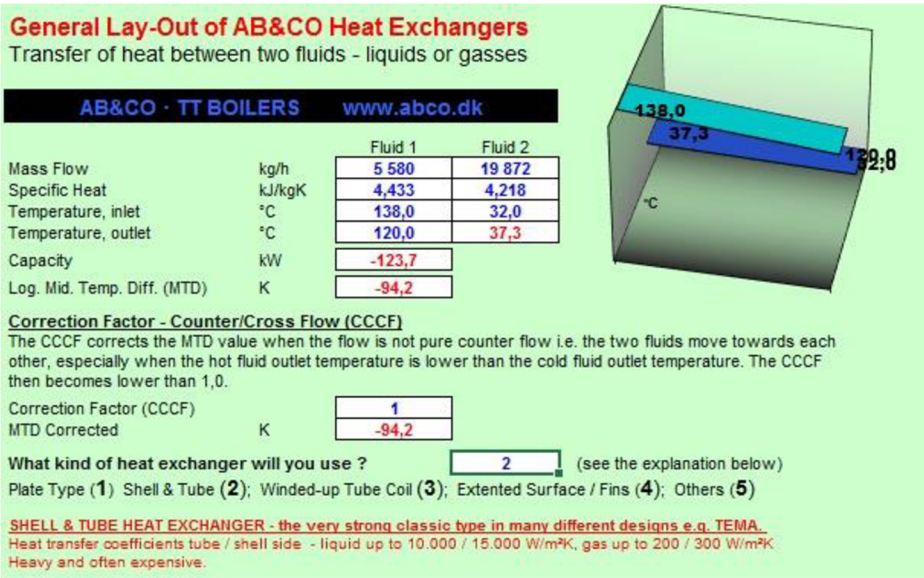
Estimation of Heat Transfer Area Needed

Inputs		
$Fluid_1$ mass flow rate, m_1 =	5 580	kg/hr
$Fluid_1$ temp. in, T_{1in} =	138	°C
$Fluid_1$ temp. out, T_{1out} =	120	°C
$Fluid_1$ sp. heat, C_{p1} =	4,433	kJ/kg-°C
$Fluid_2$ temp. in, T_{2in} =	32	°C
$Fluid_2$ temp. out, T_{2out} =	37,27	°C
$Fluid_2$ sp. heat, C_{p2} =	4,2	kJ/kg-°C
Overall heat transf. coeff. estim., U =	355	J/sec-m²-K

Obr. 4.1 – Zadávací formulář programu *Template heat exchanger design* [15]

4.2.2. ABCO Heat Exchanger Calculations

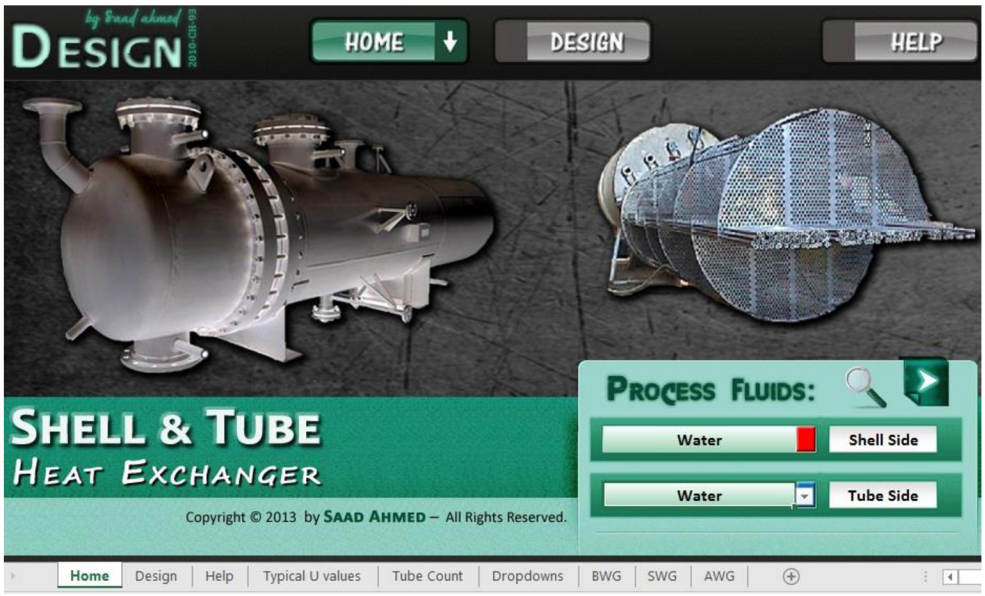
Tento výpočtový program slouží pro rychlý odhad velikosti výměníků tepla. Nabízí možnost tří typů výměníků – deskový s profilovanými deskami, trubkový se svazkem trubek v plášti a žebrovaný trubkový chlazený vzduchem. V první obecné části jsou zadávány hmotnostní průtoky látek, jejich tepelné kapacity, počáteční teploty a koncová teplota pouze jedné z látek. Koncová teplota chladnějšího média je zde programem dopočítána. Také je v rámci této části vypočítán požadovaný tepelný výkon výměníku a MTD. Jelikož určení součinitelů přestupu tepla je problémové, obzvlášť v mezitrubkovém prostoru, musí být tyto hodnoty taktéž konkrétně zadány. V další části jsou už doplňovány hodnoty pro daný typ výměníku. V případě výměníku se svazkem trubek v plášti se jedná o data geometrie trubek. Program začne počítat ve chvíli, kdy je po vložení požadované hodnoty stisknuta klávesa enter. Požadované hodnoty jsou označeny modrou barvou a počítané hodnoty barvou červenou. Výstupem jsou navrhované rozměry výměníku, na základě dopočítané potřebné teplosměnné plochy a zadané geometrie trubek. Na obr. 4.2 je znázorněno uživatelské prostředí programu i se z části vyplněnými údaji o pracovních látkách.



Obr. 4.2 – Uživatelské prostředí programu *ABCO Heat Exchanger Calculations* [16]

4.2.3. Design of Shell & Tube

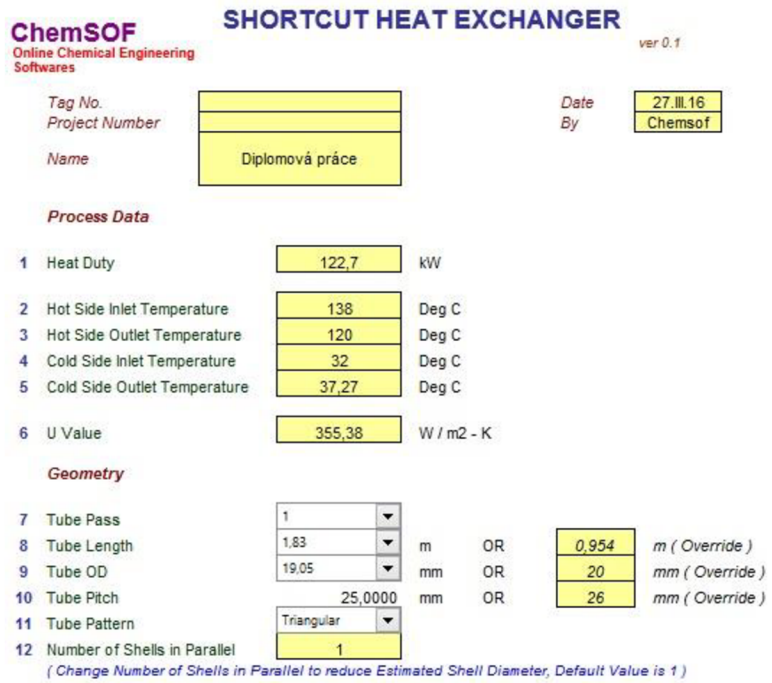
Tento program, založený na Kernově metodě, je určen pro návrhový výpočet výměníku se svazkem trubek v plášti se segmentovými přepážkami. Vyžaduje se zadání vlastností pracovních látek a kompletní geometrie výměníku. U většiny zadávaných veličin lze individuálně měnit jednotky. Program nabízí nápovědu a informace o použitých vztazích a uvádí také typické hodnoty součinitelů prostupu tepla pro klasické aplikace. Program obsahuje také geometrické tabulky, z nichž čerpá při návrhovém výpočtu (tabulka rozměrů trubek a jejich počtů pro dané uspořádání trubek svazku – počet chodů a průměr pláště; dostupné převodní jednotky; tabulky BWG, SWG, AWG). Hlavní výpočet je prováděn v záložce **Design**. Na obr. 4.3 je úvodní strana tohoto programu.



Obr. 4.3 – Úvodní strana programu *Design of Shell & Tube* [17]

4.2.4. ChE Guide SHORTCUT HEAT EXCHANGER SIZING

Tento program slouží především pro odhad velikosti pláště výměníku tepla se svazkem trubek v plášti a je založen na Kernově metodě. V první části **Process Data** musí být zadány hodnoty jak vstupních tak výstupních teplot obou pracovních látek, požadovaný tepelný výkon a součinitel prostupu tepla (U). V druhé části **Geometry** se zadávají data o trubkách. Je možné vybrat ze standardizovaných provedení nebo doplnit vlastní. V případě doplnění vlastních hodnot program počítá právě s těmito hodnotami. Chybí zde informace o přepážkách, hrdlech a pracovních látkách. Program umožňuje nastavení jednotek u každé jednotlivé položky. Na obrázku 4.4 je zobrazen zadávací formulář tohoto programu, který je velmi přehledný.



Obr. 4.4 – Zadávací formulář programu *ChE Guide SHORTCUT HEAT EXCHANGER SIZING* [18]

Tato společnost nabízí i další volně stažitelné výpočtové softwary (excelovské worksheety). Například pro výpočet součinitele prostupu tepla, účinnosti výměníku tepla či destilace. Dále pak pro návrh výměníku tepla typu trubka v trubce, návrh vzduchového chladiče. Ty jsou dostupné na webové stránce: http://cheguide.com/contents/.

4.2.5. Shell and Tube Heat Exchanger Design - Inclusive science engineering

Pro návrh výměníku se svazkem trubek v plášti je v tomto programu použita Kernova metoda. Zadávací a zároveň výsledkový formulář je rozdělen do šesti kroků:

1. Zadání procesních dat a fyzikálních vlastností pracovních látek,

2. Zvolení vnějšího průměru trubek a jejich délka,

3. Zadání odhadnuté hodnoty součinitele prostupu tepla,

4. Výpočet průměru svazku a průměru pláště,

5. Výpočet součinitele přestupu tepla v TP,

6. Výpočet součinitele přestupu tepla v MP a konečné hodnoty součinitele prostupu tepla.

Žlutou barvou jsou označena data, která vyplňuje uživatel a během výpočtu se nemění (údaje o látkách). Modrou barvou jsou pak označeny ty hodnoty, které mohou být uživatelem měněny v průběhu výpočtu (průměr trubek a jejich délka, průtoky pracovních látek). Údaje jsou zadávány v jednotkách SI, ale je zde také umožněno zadat údaje v jednotkách U. S. Na obr. 4.5 je zobrazen formulář pro první krok.

Shell and Tube Heat Exchanger Design Spreadsheet

Project:	DP_Ondriasova		
Item No.:	-	Service:	

Step 1. Input flows, conditions and properties data for shellside and tubeside

	Tube	Side	Shell
	TVN	Fluid Name	kondenzát
	5,520	Flow (M), Kg/s	1,6
	32	Temp. in, °C	138
	37	Temp. out, °C	120
Av. Density	994	r, Kg/m^3	929
Av. Viscosity	0,765	m, mNs/m^2	0,200
Av. Heat Capacity	4,218	c_p, kJ/kg°C	4,433
Heat Exchanged	145	Q, kW	124
Av. Thermal Conductivity	0,6189	k, W/m°C	0,6835
Fouling Resistance	0,0000	R,m^2 °C/W	0,000001
	LMTD	94,2	°C
	Corrected LMTD	94,2	°C

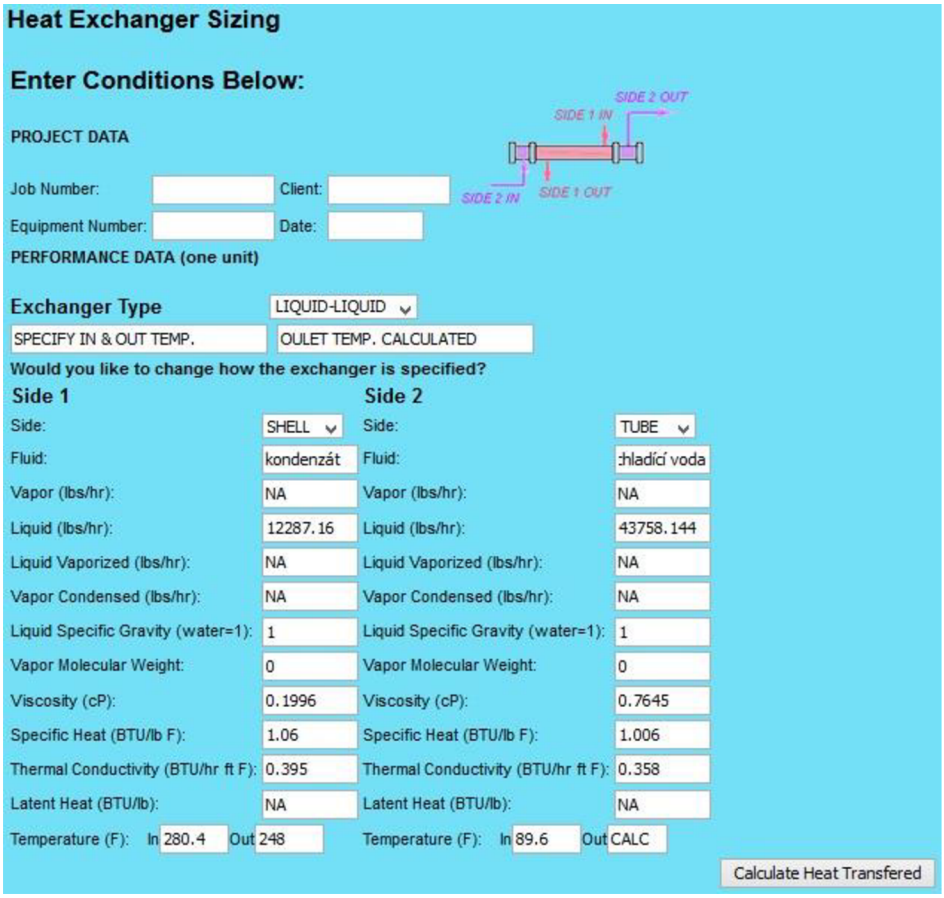
Obr. 4.5 – Zadávací formulář programu *Shell and Tube Heat Exchanger Design - Inclusive science engineering* [19]

4.3. Dostupné nestažitelné kalkulátory

V této kapitole je uveden výběr nejlepších nestažitelných kalkulátorů. Ty jsou dostupné online většinou na webových stránkách příslušných firem. Některé z těchto kalkulátorů, jak bylo následně zjištěno, nejsou určeny pro typ průmyslového výměníku řešeného v této diplomové práci, ale pro typ deskový nebo typ trubka v trubce. I přesto jsou zde pro ilustraci zmíněny.

4.3.1. Freecalc

Stránka uvádí kalkulátor, který je jednoduchý na obsluhu a je určen pro přibližný výpočet jedné z teplot a velikosti tepelného výkonu. Krom kombinací látek ve výměníků gas – gas (plyn – plyn), gas – liquid (plyn – kapalina) je možné zvolit i typ condenser (kondenzátor) a evaporator (výparník). Vyžaduje se zadání potřebných vstupních termofyzikálních dat o pracovních látkách v MP a TP, jejich průtok a teploty. Všechny vstupní parametry musí být zadávány v angloamerických jednotkách. Tento kalkulátor umožňuje všechny parametry přehledně uspořádat do výsledného datasheetu. Na obr. 4.6, po zvolení kapalných látek ve výměníku, je zobrazeno uživatelské rozhraní tohoto kalkulátoru.



Obr. 4.6 – Uživatelské rozhraní kalkulátoru *Freecalc* [20]

4.3.2. Engineeringpage – Thermal rating

Tento propracovaný kalkulátor je speciálně určen pro kontrolní výpočet trubkového výměníku tepla se segmentovými přepážkami pomocí metody Bell-Delaware. Detailní vstupní formulář je rozdělen do několika částí:

- **Duty** – v této části je zadán požadovaný výkon výměníku,

- **Fluids** – tato sekce obsahuje názvy tekutin/plynů a termofyzikální data pracovních látek,
- **Exchanger Data** – uživatel vybírá typ výměníku,
- **Shell and Tube Side –** zde se určí, ve kterém prostoru výměníku se nachází dané pracovní látky,
- **Shell –** tento bod zahrnuje informace o rozměrech pláště,
- **Tubes –** sekce zabývající se geometrií a uspořádáním trubek,
- **Baffles –** část zahrnující informace o geometrii přepážek,
- **Nozzle Data –** zde jsou zadány rozměry hrdel.

V rámci geometrie přepážek není umožněno zadávání rozteče mezi jednotlivými přepážkami, tudíž vzdálenosti přepážek jsou určeny kalkulátorem samotným. U každé zadávané položky je možné vlastní nastavení jednotek. Kalkulátor je vybaven odkazy například na typické hodnoty součinitele zanášení, TEMA standard, doporučené rozteče trubek atd. Na obr. 4.7a a 4.7b je zobrazen již vyplněný zadávací formulář tohoto kalkulátoru, jenž je pro uživatele velmi přehledný.

CALCULATION INPUT (Required)

Duty

Required Heat Transfer Duty	kW	122.7

Fluids

		Hot Fluid	Cold Fluid	
Medium		kondenzat pary	chladící voda	
Condition		◉ Liquid ○ Gas or Vapour	◉ Liquid ○ Gas or Vapour	
Volumetric Flowrate	m3/h	6	20	
Density	kg/m3	929.07	994.06	
Inlet Temperature	°C	138	32	
Specific Heat Cp	kJ/kg K	4.433	4.2183	
Viscosity at inlet temp	cP [=mPa.s]	0.1996	0.7645	
Second temperature (optional, see note)	unit as above			
Viscosity at second temperature(optional)	cP [=mPa.s]			
Thermal Conductivity	W/m.K	0.6835	0.6189	
Fouling Factor	m2.K/W	0	0	Typical Fouling values
Max. allowable Pressure Drop	Pa	250	450	

Obr. 4.7a – 1. část zadávacího formuláře kalkulátoru *Engineeringpage – Thermal rating* [21]

Exchanger Data

Number of Shells in Series	1	
Type of Heat Exchanger	Fixed Tubesheet	TEMA designations

Shell and Tube Side Allocation of fluids: Information and Tips for choice of fluid on Shell or Tube Side

	Shell Side	Tube Side
Fluid	(●) Hot Fluid	( ) Hot Fluid
	( ) Cold Fluid	(●) Cold Fluid
Number of Passes	1	1

Dimensional Data

Shell

Diameter	mm	265	
Wall Thickness	mm	4	

Tubes

Number of Tubes		61	Tube Count for Pattern and CTL (courtesy Red Bag)
Pattern		(●) Triangular ( ) Square ( ) Rotated square	Information Tube Patterns
Pitch	mm	26	Recommended Pitch
Diameter	mm	20	Standard Tube dimensions
Wall Thickness	mm	2	
Tube Length	mm	954	for U-tube use straight length
Material Thermal Conductivity	W/m K	33	
Bundle Diameter	mm	234	
Pairs of sealing strips	Typically one pair per 5 or 6 tuberows	1	Sealing strips drawing

Baffles

Number of Baffles		4	
Baffle Thickness	mm	4	
Baffle cut %		32	Baffle Information (Normal value between 20 and 25%)
Shell to Baffle Clearance	mm	4.5	Difference in diameter (internal Shell - external Baffle) (normal value 1.6 to 5 mm)
Tube to Baffle Clearance	mm	0.25	Difference in diameter (internal Baffle - external Tube) (normal value 0.8 mm)

Nozzle Data

		Shell Side	Tube Side
Inlet Diameter	mm	108.3	133.7
Inlet Wall Thickness	mm	3	3
Outlet Diameter	as above	108.3	133.7
Outlet Wall Thickness	as above	3	3

Obr. 4.7b – 2. část zadávacího formuláře kalkulátoru *Engineeringpage – Thermal rating* [21]

Existují také další varianty kalkulátoru:

- pro kontrolní výpočet se standardními rozměry trubek a hrdel:

http://www.engineeringpage.com/calculators/thermal/heat_exchanger_tube.html

- a také pro návrhový výpočet výměníku:

http://www.engineeringpage.com/calculators/thermal/sizing.html

Na stránce http://www.engineeringpage.com/engineering/thermal.html jsou poté uvedeny inženýrské informace k těmto výpočtům a jejich hlavním veličinám.

4.3.3. Engineersedge – Heat Exchanger tube lenght calculation

Na této webové stránce je uveden kalkulátor, který je určen pro návrh délky výměníku typu trubka v trubce. Předpokládá se, že řídící stranou (tj. stranou s podstatně menším součinitelem přestupu tepla) je vnitřní strana trubek. Zcela se zanedbává výpočet přestupu tepla v plášti. Požadované vstupní hodnoty jsou data o pracovní látce uvnitř trubky, průměr trubky a pláště, průtoky látek, počáteční a koncové teploty látek a uspořádání jejich toku. Všechna data jsou zadávána v jednotkách SI. Na obrázku 4.8 je zobrazen zadávací formulář tohoto kalkulátoru.

Forced Convection - in Coiled Tube Heat Exchangers

Turbulent flow in coiled tube. Input Data

Temp. of Fluid (Liquid) flowing in, Ta =	0	deg C
Temp. of Fluid (Liquid) flowing out, Tb =	0	deg C
Tc =	0	deg C
Td =	0	deg C
Tube inside diameter, Di =	0	mm
Tube outside diameter, Do =	0	mm
Velocity of Fluid (Liquid) in tube, V =	0	m / s

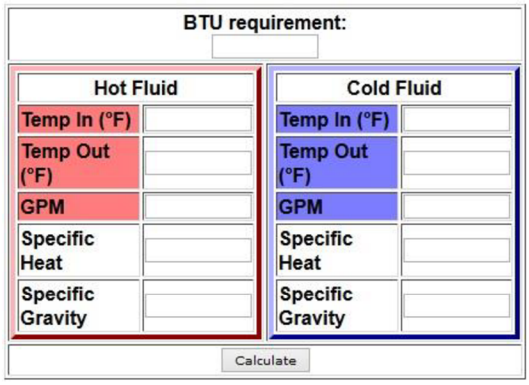
Water properties at temperature Tb deg C from the table above:

Fluid (Liquid) density, ρ =	0	kg / m^3
Cp =	0	k*J/kg*K
Fluid (Liquid) dynamic viscosity, μ =	0.00e+0	kg / m*s
Fluid (Liquid) conductivity, k =	0	W / m*K
Prandtl number, Pr =	0	-
Factor, n =	0.00	
Velocity of Fluid (Liquid) in tube, V =	0	m / s

Obr. 4. 8 – Zadávací formulář kalkulátoru na stránce *Engineersedge – Heat Exchanger tube lenght calculation* [22]

4.3.4. CarlsonHX

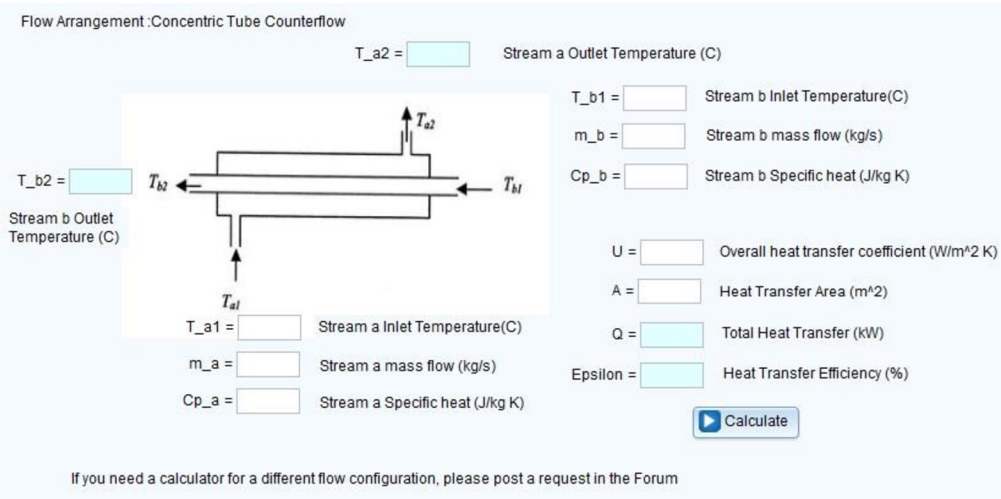
Tento online dostupný kalkulátor pochází od firmy Carlson HEAT EXCHANGER. Požadované vstupní hodnoty jsou data obou pracovních látek a výstupní teplota jedné z nich, jejich průtok v jednotkách GPM (gal per minute) a měrné tepelné kapacity látek. Vzhledem k tomu, že tato se tato společnost, dle internetových stránek, zabývá pouze výměníky deskového typu, je výsledkem doporučení konkrétního výměníku tepla z jejich nabídky. Na obr. 4.9 je zobrazen zadávací formulář kalkulátoru.



Obr. 4.9 – Zadávací formulář kalkulátoru na stránce *CarlsonHX* [23]

4.3.5. Mathtab

Tento velmi jednoduchý kalkulátor slouží pro výpočet výstupních teplot obou pracovních látek, tepelného výkonu a účinnosti výměníku tepla typu trubka v trubce s protiproudým uspořádáním. Požadované vstupní hodnoty jsou počáteční teploty látek, jejich průtoky a měrné tepelné kapacity. Tento kalkulátor je naprogramován pouze pomocí základních vztahů tepelně-hydraulického výpočtu. Data jsou zadávána v jednotkách SI. Na obr. 4.10 je znázorněn přehledný zadávací formulář tohoto kalkulátoru.



Obr. 4.10 – Zadávací formulář kalkulátoru *Mathtab* [24]

5. Řešení průmyslového případu

Tato kapitola je zaměřena na konkrétní výpočet řešeného průmyslového výměníku v jednotlivých softwarech a kalkulátorech. Pro celkovou přehlednost je formulována do dvou kapitol: 5.1. Zadání a popis řešeného výměníku a 5.2. Provedení výpočtu v konkrétních programech.

5.1. Zadání a výchozí popis řešeného průmyslového případu

Chladič kondenzátu páry slouží k ochlazování kondenzátu topné páry ve stávajícím dílčím provozním souboru. Kondenzát topné páry se nachází v mezitrubkovém prostoru a chladící voda v trubkovém prostoru. Materiál chladiče je austenitická korozivzdorná ocel jakosti 1.4571 dle ČSN EN 10027- 2.

Chladič kondenzátu páry je vodorovná válcová nádoba, uložená na dvou sedlových podpěrách. Je řešen jako tlaková nádoba se dvěma pracovními prostory, trubkovým a plášťovým. Chladič sestává z vložky, což je horizontální trubkový svazek s pevnými trubkovnicemi a trubkami dispozičně uspořádanými do trojúhelníku, které jsou zavařeny a zaválcovány do trubkovnic. Na trubkovnici navazuje z každé strany vstupní komora pro chladící vodu. Příruby komor slouží jako protipříruby demontovatelných vík. V horní části trubkového pláště je umístěna příruba DN 100, PN 16 pro vstup kondenzátu páry. V dolní části je hrdlo odvodu ochlazeného kondenzátu DN 100, PN16. Ke komorám jsou přivařena přírubová víka DN 250, PN 16, ve kterých jsou hrdla DN 150, PN 16 vstupu a výstupu chladící vody.

5.2. Vstupní data, provedení tepelně - hydraulického kontrolního výpočtu a výsledky obdržené jednotlivými softwary

Řešený průmyslový případ tepelného výměníku je detailně popsán v kapitole 2.3. Vstupní data pro kontrolní tepelně hydraulický výpočet se liší v závislosti na použitém softwaru. Prvotní vstupní data jsou zadána do program HTRI. Z výpočtu v softwaru HTRI plynou případná všechna další požadovaná vstupní data do ostatních softwarů. Ke každému výpočtu je uvedena tabulka s hlavními výslednými hodnotami vypočtených veličin.

5.2.1. Profesionální licencované softwary

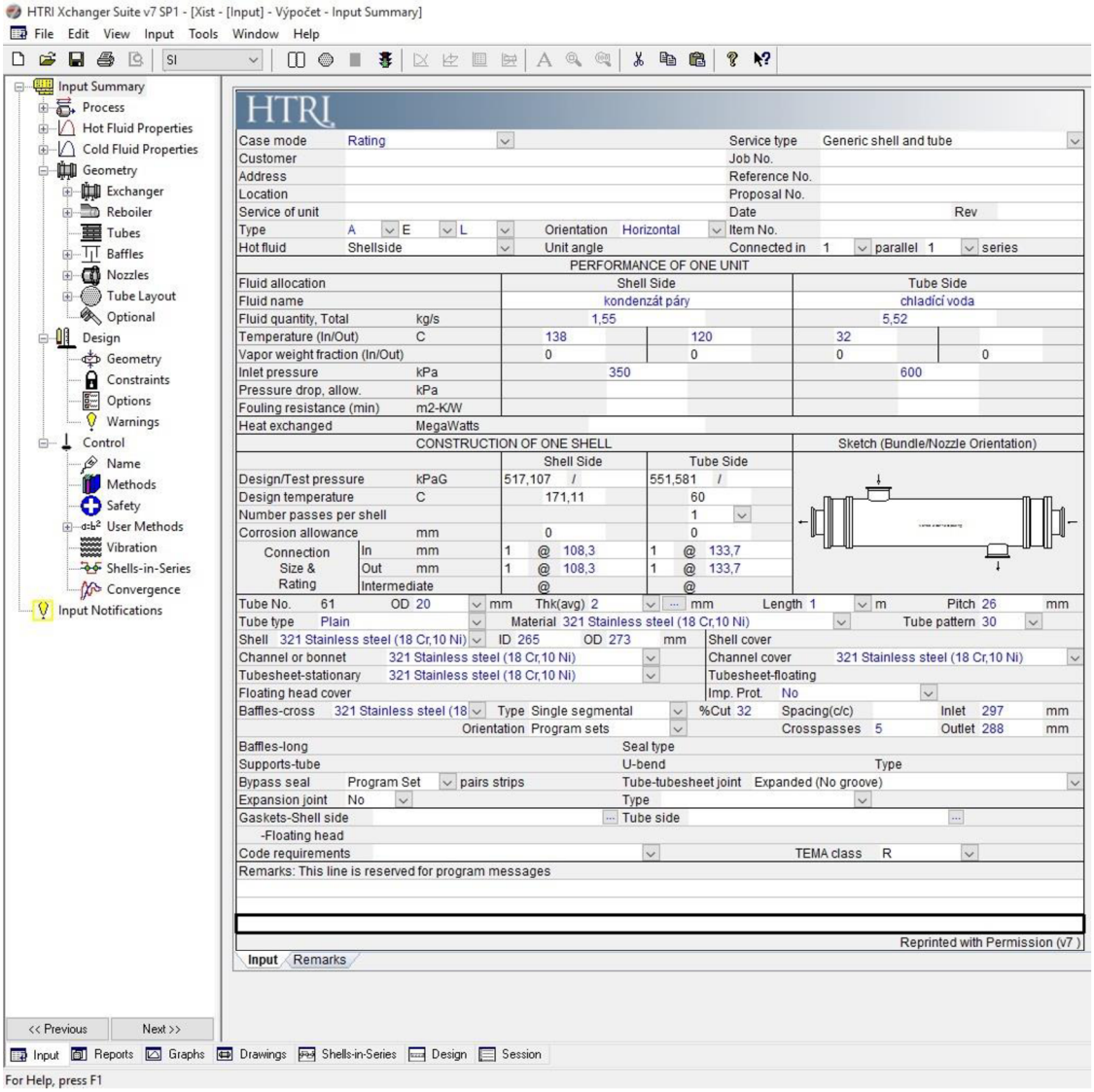
HTRI

Předmětný kontrolní tepelně-hydraulický výpočet je primárně zaměřen na stanovení součinitele prostupu tepla k [W/m^2·K]. Tato kontrolní výpočtová simulace tepelně-hydraulických dějů v trubkovém výměníku tepla se svazkem trubek v plášti a se segmentovými přepážkami je provedena s pomocí současných nejpřesnějších výpočtových postupů, které jsou založeny na principu metody analýzy rozdělení proudu (flow stream analysis method). Výpočet je proveden v programu HTRI Xchanger Suite, který patří mezi světově uznávané výpočtové softwary v tomto průmyslovém odvětví. Vstupní data řešeného výměníku jsou uvedena v tabulce 5.1.

Tab. 5.1 – Vstupní data zadávána do programu *HTRI*

Veličina	Ochlazovaná pracovní látka	Chladící pracovní látka
název látky	Kondenzát páry	Chladící voda
umístění	Mezitrubkový prostor	Trubkový prostor
vstupní tlak p_{in} [kPa]	350	600
průtok m [kg/s]	1,55	5,52
vstupní teplota t_{in} [°C]	138	32
výstupní teplota t_{out} [°C]	120 (požadovaná)	D

Po spuštění nové úlohy se zobrazí souhrnný panel - **Input Summary** (obr. 5.1), kde je možné zadat většinu potřebných dat, aby mohl být spuštěn výpočet. Do tohoto okna jsou zadána procesní data pracovních látek a geometrie trubek a pláště výměníku. Procesní data látek mohou být zadána i v panelu **Process** ve stromové struktuře situované v levé části. Vlastnosti pracovních médií (**Hot/Cold Fluid Properties**) jsou generovány pomocí databáze programu. Taktéž geometrii a konstrukční řešení výměníku lze detailněji definovat v panelu **Geometry** a jednotlivých podoknech ve stromové struktuře. Například rozmístění přepážek je nutné definovat v záložce **Baffles** – **Variable Spacing,** jelikož mezery mezi jednotlivými přepážkami jsou odlišné. Vzhledem ke kontrolnímu výpočtu a tudíž k již známým parametrům výměníku byl zvolen (v položce **Case mode)** režim **Rating**. Pro úplnost byl také výpočet proveden v režimu **Simulation**, kdy nebyla požadovaná výstupní teplota zadána, ale byla dopočítána přímo softwarem. V záložce **Design – Geometry** je nutné specifikovat jak „důkladně“ má být zadání řešeno v daných podmínkách. Výběr je možný mezi metodami **Shorcut** a **Rigorous**, které se liší v počtu iteračních cyklů a časem potřebným k dokončení výpočtu. Pro předkládaný případ bylo užito metody Shorcut.



Obr. 5.1 – Souhrnný panel se zadanými daty řešeného výměníku v programu *HTRI*

Výsledkem jsou výstupní teploty, výkon výměníku a součinitel prostupu tepla. Výměník je navržen tak, že je schopen ochladit kondenzát páry z teploty 138 °C na teplotu 92 °C (výsledek z režimu Simulation), zatímco požadovaná teplota byla 120 °C. Požadovaná hodnota součinitele prostupu tepla je 355,38 $W/m^2 \cdot K$ (výsledek z režimu Rating). Skutečná hodnota součinitele prostupu tepla je však 1135,38 $W/m^2 \cdot K$ (výsledek z režimu Simulation). To značí, že výměník je pro požadovaný účel velmi předimenzovaný, konkrétně o 219,55% (hodnota overdesign). V tabulce 5.2 jsou uvedeny hlavní výsledné procesní parametry.

Vzhledem k velké rozsáhlosti zadávaných údajů i obdržených výsledků (v kompletní podobě má report z HTRI více než 100 stran A4) jsou vybrány pouze nejdůležitější části tohoto výsledkového souboru.

Všechny údaje zadávané do softwaru HTRI pro kontrolní výpočet výměníku jsou sumarizovány ve vytištěném vstupním reportu (Input Reprint) a uvedeny jako Příloha 2 diplomové práce.

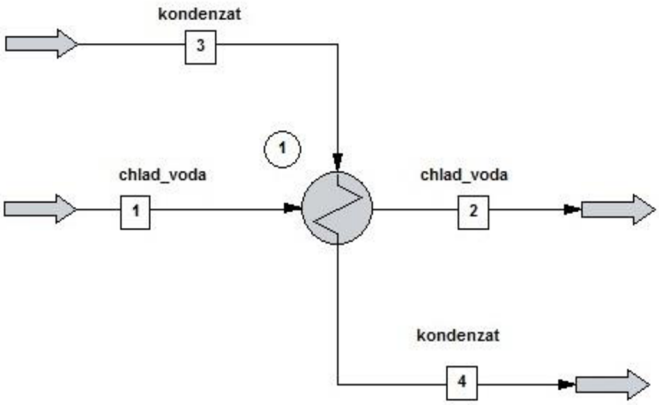
Dosažené výsledky výpočtu jsou uvedeny v reportech „Heat Exchanger Rating Data Sheet“, „Output Summary“ a „Final Results“, jež tvoří Přílohu č. 3.

Tab. 5.2 – Výsledné hodnoty z programu *HTRI*

Veličina	**Jednotka**	**Výsledná hodnota**	
		MP	TP
výstupní teplota	[°C]	120	37,27
tlakové ztráty	[kPa]	0,23	0,43
rychlost média	[m/s]	0,16	0,45
Prandtlovo číslo	[-]	1,38	4,92
Reynoldsovo č.	[-]	12348	9917
součinitel přestupu tepla	[W/m^{2}K]	3009,8	3004,7
požadovaná hodnota součinitele prostupu tepla	[W/m^{2}K]	355,38	
skutečná hodnota součinitele prostupu tepla	[W/m^{2}K]	1135,6	
výkon výměníku	[kW]	122,7	
EMTD (efektivní střední teplotní rozdíl)	[°C]	94	
teplosměnná plocha	[m^2]	3,66	

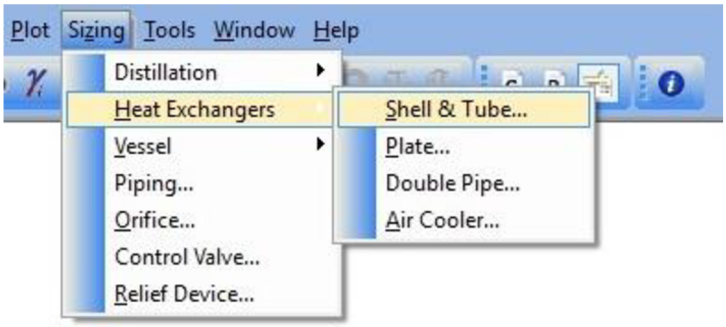
ChemCAD

Při řešení kontrolního výpočtu řešeného výměníku tepla v softwaru ChemCAD, je nutné sestavit schéma zapojení a nechat proběhnout simulaci procesního uzlu. Bylo vytvořeno schéma výměníku se dvěma proudy – chladící voda a kondenzát páry (obr. 5.2). Vstupní údaje o procesních proudech odpovídají vstupům v programu HTRI (tab. 5.1).



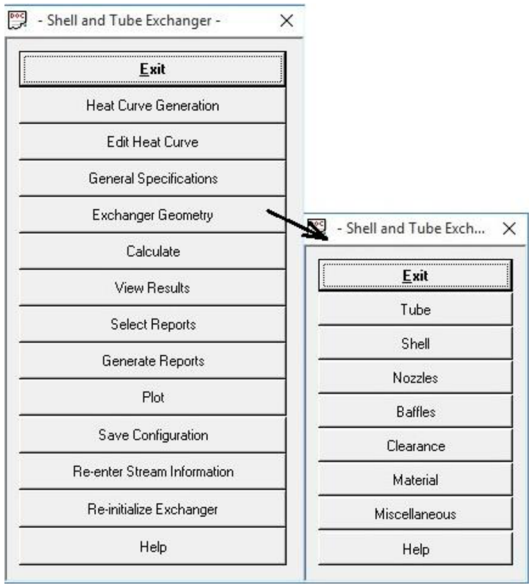
Obr. 5.2 – Schéma zapojení výměníku v programu *ChemCAD*

Po simulaci celého procesu je možné využít nástavbu CCTherm. V nabídce **Sizing** v hlavním panelu programu je vybrána položka **Heat Exchangers** a dále typ výměníku **Shell & Tube** (obr. 5.3).



Obr. 5.3 – Hlavní panel nabídky v programu *ChemCAD*

Následně je zvolen režim výpočtu **Rating**, jelikož známe konstrukční řešení výměníku a chceme provést pouze ověření jeho funkčnosti. Dále pak jsou dle pokynů programu postupně zadávány detailní údaje o všech konstrukčních prvcích výměníku v rámci odkazu **Exchanger Geometry** a jeho podoknech – popis trubek, pláště, hrdel, přepážek a materiálu (obr. 5.4). V rámci definování přepážek tento software umožňuje zadat pouze krajní rozteče přepážek. Definování roztečí mezi jednotlivými přepážkami není možné. Tato absence může mít vliv například na správnost vypočtených tlakových zrát. Po zadání všech potřebných údajů je možné spustit výpočet pomocí tlačítka **Calculate**. Když dojde k ukončení výpočtu, je možné zobrazit výsledky pomocí odkazu **View Results**.



Obr. 5. 4 – Rozcestník a zadání geometrie výměníku

Vypočítaná hodnota součinitele prostupu tepla tímto programem je 1016,43 W/m^2·K, zatímco požadovaná hodnota je pouze 369,02 W/m^2·K. Výměník je vyhodnocen jako předimenzovaný o 175 % a je tedy schopen ochladit pracovní látku (kondenzát páry) na teplotu 120 °C. V porovnání se softwarem HTRI vyšly tlakové ztráty o poznání větší. Důvodem je to, že ve výpočtovém modulu CC-Therm nelze nastavit netypizované rozteče přepážek, orientaci svazku vůči toku, umístění a provedení vstupních a výstupních hrdel. Nejdůležitější výsledné hodnoty z programu ChemCAD jsou shrnuty v tabulce 5.3. Výsledkový soubor z tohoto programu je součástí Přílohy 4.

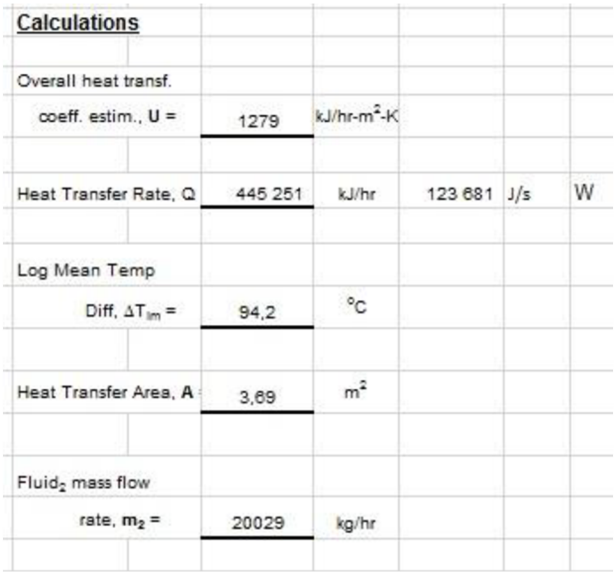
Tab. 5.3 – Výsledné hodnoty z programu *ChemCAD*

Veličina	**Jednotka**	**Výsledná hodnota**	
		MP	TP
výstupní teplota	[°C]	120	37,16
tlakové ztráty	[kPa]	4,35	5,7
rychlost média	[m/s]	0,16	0,45
Reynoldsovo č.	[-]	13732	9531
součinitel přestupu tepla	[W/m^{2}K]	2804,3	2603,8
požadovaná hodnota součinitele prostupu tepla	[W/m^{2}K]	369,02	
skutečná hodnota součinitele prostupu tepla	[W/m^{2}K]	1016,43	
výkon výměníku	[kW]	119	
MTD	[°C]	94	
požadovaná teplosměnná plocha	[m^2]	1,24	
teplosměnná plocha	[m^2]	3,66	

5.2.2. Dostupné volně stažitelné softwary

Template heat exchanger design

Požadovaná vstupní data jsou zobrazena na obrázku 4.1. v kapitole 4.2.1. Výsledné hodnoty jsou dopočítány okamžitě po zadání vstupních veličin. Z obr. 5.5 vyplývají vypočítané hodnoty tímto programem v části **Calculations**, tyto hodnoty jsou také shrnuty v tabulce 5.4. Kompletní zadávací a výsledkový soubor tohoto programu je součástí Přílohy 5.



Calculations					
Overall heat transf. coeff. estim., U =	1279	kJ/hr-m²-K			
Heat Transfer Rate, Q	445 251	kJ/hr	123 681	J/s	W
Log Mean Temp Diff, ΔT_{lm} =	94,2	°C			
Heat Transfer Area, A	3,69	m²			
$Fluid_2$ mass flow rate, m_2 =	20029	kg/hr			

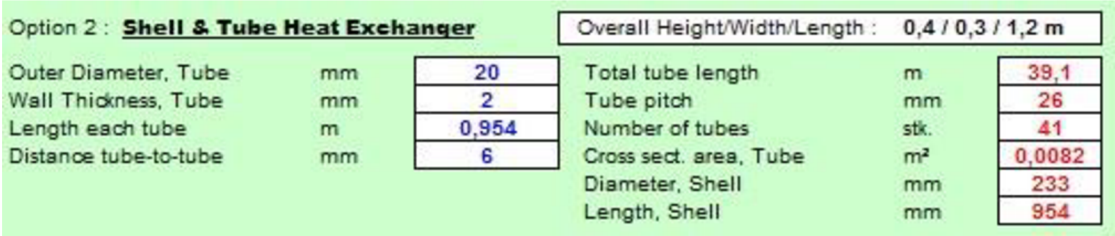
Obr. 5.5 – Výsledkový formulář programu *Template heat exchanger design* [15]

Tab. 5.4 – Výsledné hodnoty z programu *Template heat exchanger design*

Veličina	Jednotka	Výsledná hodnota
odhadovaná hodnota součinitele prostupu tepla	[W/m²K]	355,3
výkon výměníku	[kW]	123,7
LMTD	[°C]	94,2
Hmotnostní průtok chladící vody	[kg/h]	20029
Geometrie výměníku		
odhadovaná teplosměnná plocha	[m²]	3,69

ABCO Heat Exchanger Calculations

Zadaná vstupní data jsou uvedena na obrázku 4.2 z kapitoly 4.2.2. Dále je v tomto programu nutné určit o jaký typ proudění se jedná vyplněním hodnoty korekčního faktoru F. Pro protiproudý tok je F=1 (řešeno v kapitole 3.2.). Dále je zde nutné definovat typ výměníku, kdy daný typ je programem označen číslem 2. V další části tohoto programu je nutné zadat informace o trubkách. Ty jsou spolu s výsledky zobrazeny na obr. 5.6. Všechny vypočítané hodnoty jsou shrnuty v tabulce 5.5. Kompletní zadávací a výsledkový soubor tohoto programu je součástí Přílohy 5.



Option 2 : **Shell & Tube Heat Exchanger**

Overall Height/Width/Length : 0,4 / 0,3 / 1,2 m

Outer Diameter, Tube	mm	20	Total tube length	m	39,1
Wall Thickness, Tube	mm	2	Tube pitch	mm	26
Length each tube	m	0,954	Number of tubes	stk.	41
Distance tube-to-tube	mm	6	Cross sect. area, Tube	m²	0,0082
			Diameter, Shell	mm	233
			Length, Shell	mm	954

Obr. 5.6 – Výsledkový formulář programu *ABCO Heat Exchanger Calculations* [16]

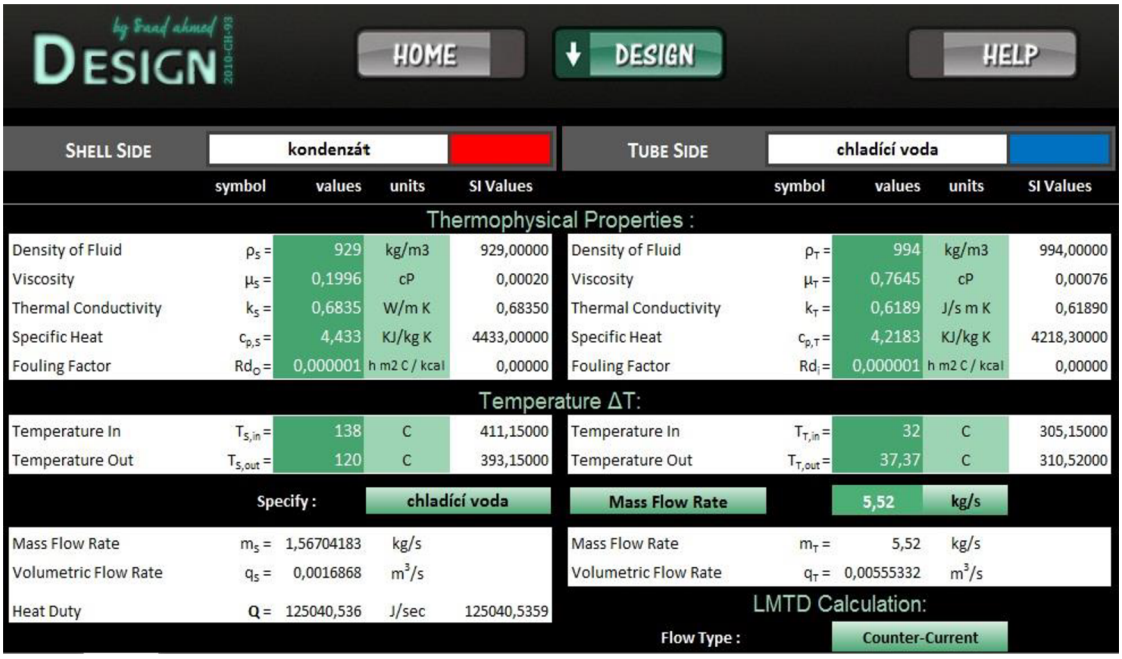
Tab. 5.5 – Výsledné hodnoty z programu *ABCO Heat Exchanger Calculations*

Veličina	**Jednotka**	**Výsledná hodnota**	
		MP	TP
výstupní teplota	[°C]	120	37,1
hodnota součinitele prostupu tepla	[W/m^{2}K]	559	
výkon výměníku	[kW]	116,6	
MTD	[K]	94,3	
Geometrie výměníku			
celková výška výměníku	[m]	0,4	
celková šířka výměníku	[m]	0,3	
celková délka výměníku	[m]	1,3	
rozteč trubek	[mm]	26	
počet trubek	[-]	41	
průměr pláště	[mm]	233	
požadovaná teplosměnná plocha	[m^2]	2,2	

Design of Shell & Tube

Tento program umožňuje provedení návrhového výpočtu. Jsou zadány tyto vstupní veličiny – data o vlastnostech pracovních látek, jejich vstupní i požadované výstupní teploty. Dále je zde zadán hmotnostní průtok jedné látky, konkrétně chladící vody. Hmotnostní průtok kondenzátu páry byl programem dopočten. Další požadovanou

vstupní veličinou je odhadnutá hodnota součinitele prostupu tepla, kdy programem doporučené rozmezí tohoto součinitele, jsou-li obě pracovní látky voda, je 800 – 1500 $W/m^2 \cdot K$. Zadána velikost tohoto součinitele byla 356 $W/m^2 \cdot K$. Tato hodnota se blíží požadované hodnotě, která odpovídá funkci zařízení a byla vypočtena programem HTRI. V rámci specifikace konstrukčního provedení je vyžadováno zadání informací o trubkách a průměr pláště. V rámci výpočtu součinitelů přestupu tepla bylo možné zvolit automatický výpočet programem pomocí Nusseltova čísla nebo manuální výpočet, kdy je nutné zadat hodnoty přenosových součinitelů. U většiny požadovaných vstupních veličin je možný výběr z jednotek SI nebo U. S. Obr. 5.7 zobrazuje výpočtové prostředí tohoto programu. Výsledné hodnoty jsou poté shrnuty v tabulce 5.6. Kompletní zadávací a výsledkový soubor tohoto programu je součástí Přílohy 5.



Obr. 5.7 – Hlavní výpočtová lišta **Design** programu *Design of Shell & Tube* [17]

Tab. 5.6 – Výsledné hodnoty z programu *Design of Shell & Tube*

Veličina	**Jednotka**	**Výsledná hodnota**	
		MP	TP
součinitel přestupu tepla	[W/m^{2}K]	18946	2574
hmotnostní průtok média	[kg/s]	1,57	-
rychlost proudění média	[m/s]	-	0,45
součinitel prostupu tepla	[W/m^{2}K]	1844,2	
výkon výměníku	[kW]	648	
LMTD	[K]	94,17	
Geometrie výměníku			
počet trubek	[-]	62	
velikost teplosměnné plochy	[m^2]	3,73	

Jak vyplývá z tabulky 5. 6, hodnota součinitele přestupu tepla v MP a výkonu jsou neúměrně vysoké. To je pravděpodobně způsobeno tím, že program počítá s různými zjednodušenými empirickými korelacemi.

ChE Guide SHORTCUT HEAT EXCHANGER SIZING

Na obr. 4.4 z kapitoly 4.2.4 je zobrazen již vyplněný zadávací formulář s požadovanými vstupními daty. Počítanou veličinou je zde LMTD, velikost plochy výměny tepla, počet trubek a průměr pláště. Na obr. 5.8 je zobrazen formulář s vypočítanými hodnotami výše uvedených veličin. V tabulce 5.7 jsou tato data přehledně shrnuta. Kompletní zadávací a výsledkový soubor tohoto programu je součástí Přílohy 5.

Results

-	Number of Shells in Series	1	
-	LMTD	76,44	Deg C
-	Correction Factor	1,000	
-	Corrected LMTD	76,44	Deg C
-	Total Surface Area	3,7	m2
-	Total Number of Shells	1	
-	Area per Shell	3,7	m2
-	Number of Tubes per Shell	61	
-	Shell Diameter (Estimated)	292,1	mm

Obr. 5.8 – Výsledkový formulář programu *ChE Guide SHORTCUT HEAT EXCHANGER SIZING*[18]

Tab. 5.7 – Výsledné hodnoty z programu *ChE Guide SHORTCUT HEAT EXCHANGER SIZING*

Veličina	Jednotka	Výsledná hodnota
LMTD	[°C]	76,44
Geometrie výměníku		
průměr pláště	[mm]	292,1
požadovaná teplosměnná plocha	[m^2]	3,7
počet trubek	[-]	61

Z výsledků v tab. 5.7 je patrná podstatně menší hodnota středního logaritmického teplotního rozdílu (LMTD) oproti dřívějším softwarům. Důvod je ten, že program ChE Guide SHORTCUT HEAT EXCHANGER SIZING umožňuje pouze souproudé uspořádání toku pracovních látek. Tím je jeho další použitelnost značně omezena.

Shell and Tube Heat Exchanger Design - Inclusive science engineering

Jak již bylo uvedeno v kapitole 4.2.5, tento výpočtový program je rozdělen na 6 kroků. V prvním kroku jsou doplněna data o procesních látkách (obr. 4.5) – vstupní a výstupní teploty pracovních látek a vlastnosti látek. Dále pak konstrukční provedení výměníku - údaje o trubkách a plášti. V tomto programu je požadováno zadání tzv. přenosového j_h součinitele pro MP a TP. Tyto hodnoty byly odečteny z příslušných diagramů. Hodnota přenosového j_h součinitele pro MP závisí na Reynoldsově čísle vypočteného tímto programem a seříznutí přepážek. Odečtená hodnota j_H pro MP je 0,005. Hodnota součinitele pro TP závisí taktéž na Reynoldsově čísle a poměru délky trubek a průměru (L/D). Hodnota j_h pro TP je 0,0055. Výsledné hodnoty jsou dopočítány ihned po doplnění vstupních dat. Na obr. 5.9 je zobrazeno uživatelské prostředí tohoto programu, v tabulce 5.8 jsou pak uvedeny hlavní výsledky. Kompletní zadávací a výsledkový soubor tohoto programu je součástí Přílohy 5.

Shell and Tube Heat Exchanger Design Spreadsheet

Project:	DP_Ondriasova	Project No.:	-		
Item No.:	- Service:	By:	Ondriasova	Date/Time:	03.V.16 11:50

Step 1. Input flows, conditions and properties data for shellside and tubeside

	Tube	Side	Shell
	TVN	Fluid Name	kondenzát
	5,520	Flow (M), Kg/s	1,6
	32	Temp. in, °C	138
	37	Temp. out, °C	120
Av. Density	994	r, Kg/m^3	929
Av. Viscosity	0,765	m, mNs/m^2	0,200
Av. Heat Capacity	4,218	c_p, kJ/kg°C	4,433
Heat Exchanged	145	Q, kW	124
Av. Thermal Conductivity	0,6189	k, W/m°C	0,6835
Fouling Resistance	0,0000	R,m² °C/W	0,000001
	LMTD	94,2	°C
	Corrected LMTD	94,2	°C

Step 2. Input tubing OD, BWG and length (can be trial and error).

Tube OD	0,0200	m
BWG	20	
Tube ID, d =	0,01600	m
Tube Length, L =	0,954	m
Area of one tube =	0,060	m²
Cross sectional area of tube =	0,00020	m²

Step. 4 Bundle and Shell diameter

Bundle diameter =	0,259197	m
Shell diameter =	0,273000	m

Step. 5 Tube side heat transfer coefficient

Tubeside Reynolds No., N_{Re} =	9424	
Prandtl No. =	5,21	
Length / ID =	60	
j_h	0,0055	
Nusselt number =	89,37	
h_i =	3456,85	W/m² °C

Step 3. Start configuring the exchanger. Begin with the assumed overall heat transfe coefficient to this point:

U_{start} =	1000,00	W/m² °C
Then the required transfer A =	1,540	m²
Number of tubes required =	26	
No. of passes =	1	
Tubes per pass =	61	25,70
Area of tubes per pass =	0,01226	m²
Volumetric flow =	0,005553	m³/s
Av. Velocity =	0,453016	m/s

Step 6. Shell side heat transfer coefficient

Tube Pitch =	0,026	m
Pattern =	Tri.	
Baffle Spacing =	0,150	m
Area of Shell =	0,009459	m²
Equivalent Diameter, d_e =	0,017006	m
Volumetric flowrate =	0,001668	m³/s
Shellside velocity =	0,18	m/s
Shellside Reynolds No., N_{Re} =	13 961	
Prandtl No. =	1	
Segmental baffle cut 25% page number 673 j_h =	0,0050	
Nusselt number =	76	
h_o =	3 057	W/m² °C
R1 =	0,00033	
R2 =	0,00000	
R3 =	0,000050	
R4 =	0,0004	
Overall heat transfer coefficient =	1350,4	W/m² °C

Obr. 5.9 – Celkový zadávací a výsledkový formulář programu *Shell and Tube Heat Exchanger Design - Inclusive science engineering* [19]

Tab. 5.8 – Výsledné hodnoty z programu *Shell and Tube Heat Exchanger Design - Inclusive science engineering*

Veličina	**Jednotka**	**Výsledná hodnota**	
		MP	TP
součinitel přestupu tepla	[W/m^2°C]	3057	3457
Reynoldsovo číslo	-	13961	9424
Nusseltovo číslo	-	76	89,37
Prandtlovo číslo	-	1	5,21
rychlost média	[m/s]	0,18	0,45
hodnota součinitele prostupu tepla	[W/m^2°C]	1350,4	
výkon výměníku	[kW]	196	
LMTD	[°C]	94,2	
Geometrie výměníku			
požadovaná velikost teplosměnné plochy	[m^2]	1,54	
požadovaný počet trubek	-	26	
průměr svazku	[m]	0,259	

Z toho důvodu, že byly spočítány pouze velikosti vyměněného tepla pro MP a TP, byl dopočítán výkon výměníku manuálně dle přenosové rovnice.

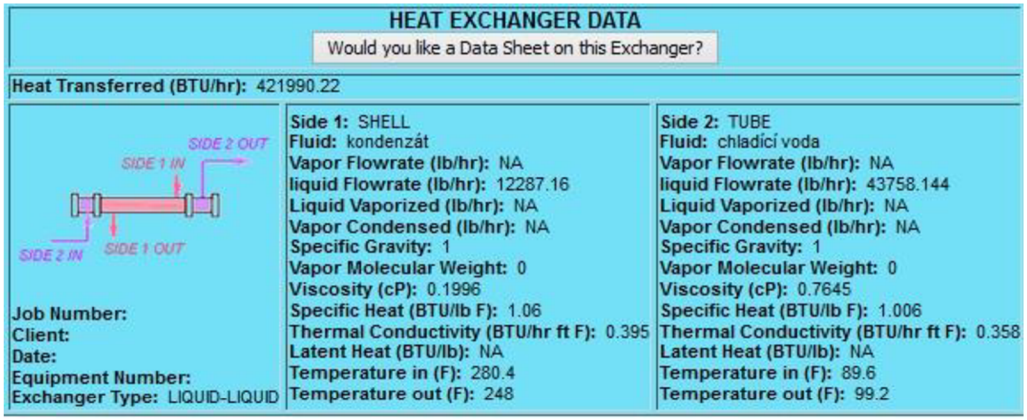
5.2.3. Dostupné nestažitelné kalkulátory

Freecalc

Na přiloženém printscreenu (obr. 4.6) v kapitole 4.3.1 jsou zobrazeny všechny požadované vstupní hodnoty tohoto programu. Z nabídky **Exchanger type** byl vybrán dle zadání výměník typu **liquid – liquid** (kapalina – kapalina). Je zde nutné specifikovat obě teploty, vstupní a výstupní buď v MP nebo TP. V tomto případě byly specifikovány teploty v MP – kondenzátu páry a vstupní teplota chladící vody v TP. Všechny požadované vstupní veličiny jsou zadávány pouze v anglosaských jednotkách. Na rozdíl od programu HTRI tento kalkulátor nedisponuje databází vlastností látek, proto tyto veličiny musí být zadány manuálně. Počítanou veličinou je zde pouze výstupní teplota studeného média (chladící voda v TP) a tepelný výkon výměníku. V tabulce 5.9 jsou uvedena všechna požadovaná vstupní data v jednotkách SI i jednotkách anglosaských. Po spuštění výpočtu pomocí tlačítka **Calculate Heat Transfered** dojde k vypsání výsledků a vstupních veličin do tabulky, jak ukazuje obr. 5.10. Tento kalkulátor také umožňuje vytvoření přehledného datasheetu výměníku. Výsledné hodnoty z tohoto kalkulátoru jsou shrnuty v tabulce 5.10.

Tab. 5.9 – Zadané vstupní veličiny do programu *Freecalc*

Veličina	**kondenzát páry** (MP)		**chladící voda** (TP)	
	SI	Angloam.	SI	Angloam.
průtok	5580 kg/h	12287,16 lbs/hr	19872 kg/h	43758,144 lbs/hr
viskozita	0,1996 mPa·s	0,1996 cP	0,7645 mPa·s	0,7645 cP
měrná tepelná kapacita	4,433 kJ/kg·K	1,06 BTU/lb·F	4,2183 kJ/kg·K	1,006 BTU/lb·F
tepelná vodivost	0,6835 W/m·K	0,395 BTU/hr·ft·F	0,6189 W/m·K	0,358 BTU/hr·ft·F
vstupní teplota	138 °C	280,4 F	32 °C	89,6 F
výstupní teplota	120 °C	248 F	D	D



Obr. 5.10 – Výsledkový formulář z programu *Freecalc* [20]

Tab. 5.10 – Výsledné hodnoty z programu *Freecalc*

Veličina	**Jednotka**	**Výsledná hodnota**	
		MP	TP
výstupní teplota	[°C]	120	37,3
výkon výměníku	[kW]	123,7	

Engineeringpage – Thermal rating

Prvním hlavním vstupním parametrem je v tomto programu požadovaný výkon výměníku. Následně je nutné uvést, kromě průtoku a dovolených tlakových ztrát i fyzikální vlastnosti obou pracovních látek (obr. 4.7a z kap. 4.3.2). Tyto vlastnosti jsou doplněny pomocí výsledků z programu HTRI. Dále je potřeba v podokně **Dimensional data** nadefinovat jednotlivé části geometrie výměníku – rozměr pláště, údaje o trubkách a jejich uspořádání, údaje o přepážkách a hrdlech (obr. 4.7b). Rozteče mezi jednotlivými přepážkami není možné nadefinovat zvlášť, ale jsou dle programu dopočítány rovnoměrně. Pro nerezovou ocel byla nalezena hodnota tepelné vodivosti 33 W/m·K. Vzhledem k atypickému uspořádání trubek řešeného výměníku, musí být pro výpočet zvětšen průměr svazku z 229 mm na 234 mm.

Výpočet je spuštěn pomocí tlačítka **Calculate**. Poté dojde k vypsání výsledků, které v úvodu obsahují souhrn vstupních údajů (**Calculation input**) a konkrétní výsledky (**Calculation results**). Printscreen obrazovky s výsledky je obsahem obrázku 5.11. Vypočítané hodnoty jsou shrnuty v tabulce 5.11. Tento kalkulátor vypíše výsledky v jednotkách SI i v jednotkách angloamerických.

CALCULATION RESULTS

Main Thermal Sizing and Pressure Drop Data

Log Mean Temperature Difference	94.29 ° C	169.72 ° F
Correction factor F	1	
Corrected Mean Temperature Difference	94.29 ° C	169.72 ° F
Actual Surface for 1 Shells	3.6 m^2	38.7 ft^2

Clean Condition;

Overall Heat Transfer Coefficient - clean (U)	968.55 $W/m^2.K$	170.57 $Btu/h.ft^2.°F$	
Required Surface - clean	1.34 m^2	14.46 ft^2	(62.63 % oversurface)
Pressure Drop Shell Side - clean	138 Pa	0.02 psi	0.001 bar
Pressure Drop Tube Side - clean	469 Pa	0.068 psi	0.005 bar

Fouled Condition;

Overall Heat Transfer Coefficient - foul (U)	968.55 $W/m^2.K$	170.57 $Btu/h.ft^2.°F$	
Required Surface - foul	1.34 m^2	14.46 ft^2	(62.63 % oversurface)
Pressure Drop Shell Side - foul	138 Pa	0.02 psi	0.001 bar

Warning for pressure drop:

- **Pressure drop at Tube Side too high**

Temp's and Heat Transfer coeff's	Shell Side		Tube Side	
Inlet Temperature	138 ° C	280.4 ° F	32 ° C	89.6 ° F
Outlet Temperature	120.12 ° C	248.22 ° F	37.27 ° C	99.08 ° F
Fluid velocity	0.15 m/s	0.491 ft/s	0.453 m/s	1.486 ft/s
Reynolds number	13945		9424	
Prandl number	1.295		5.211	
Heat transfer coefficient	2245.3 $W/m^2.K$	395.42 $Btu/h.ft^2.°F$	2406.26 $W/m^2.K$	423.77 $Btu/h.ft^2.°F$

Obr. 5.11 – Výsledkový formulář *Engineeringpage – Thermal rating* [21]

Tab. 5.11 – Výsledné hodnoty z programu *Engineeringpage – Thermal rating*

Veličina	**Jednotka**	**Výsledná hodnota**	
		MP	TP
výstupní teplota	[°C]	120,12	37,27
tlakové ztráty	[kPa]	0,138	0,469
rychlost média	[m/s]	0,15	0,453
Reynoldsovo číslo	[-]	13945	9424
Prandtlovo číslo	[-]	1,295	5,211
rychlost proudění média v hrdlech	[m/s]	0,203	0,43
hodnota součinitele přestupu tepla	[W/m^{2}K]	2245,3	2406,26
hodnota součinitele prostupu tepla	[W/m^{2}K]	968,55	
MTD	[°C]	94,29	
požadovaná teplosměnná plocha	[m^2]	1,34	

Engineersedge – Heat Exchanger tube lenght calculation

Výpočet v tomto kalkulátoru nebyl proveden z toho důvodu, že se jedná o kalkulátor určený pro výměník typu trubka v trubce a ne o typ řešený v této diplomové práci.

CarlsonHX

Výpočet tímto kalkulátorem není proveden z důvodu, z důvodu jeho zaměření na deskové výměníky tepla, namísto výměníku řešeného v této diplomové práci - se svazkem trubek v plášti.

Mathtab

Tento jednoduchý kalkulátor je určen pouze pro výměník typu trubka v trubce s protiproudým uspořádáním toku. Z důvodu, že řešený výměník v diplomové práci je typu se svazkem trubek v plášti, nebyl výpočet proveden ani v tomto případě.

6. Doporučení vhodného softwaru z pohledu specifických potřeb průmyslových podniků

V přiložené tabulce 6.1 jsou pro porovnání kompletně shrnuty výsledky všech programů, ve kterých byl výpočet proveden. Jsou vybrány pouze nejpodstatnější veličiny, týkající se tepelně-hydraulického výpočtu: teploty pracovních látek, součinitelé přestupu tepla, součinitel prostupu tepla, výkon výměníku, tlakové ztráty, LMTD/MTD, případně informace ohledně geometrie výměníku. Také je u každého programu uvedeno, zdali je určen pro kontrolní nebo návrhový výpočet.

Jak již bylo zmíněno v úvodu této diplomové práce, velmi často využívaným typem tepelného výměníku pro průmyslové aplikace je trubkový se svazkem trubek v plášti se segmentovými přepážkami. Pro ty společnosti, které se nespecializují pouze na návrh a výrobu výměníku tepla, není výhodné pořizovat program, jenž je schopen detailních výpočtů těchto zařízení. Z toho důvodu tyto, většinou projekční, firmy poptávají subdodavatele, zabývající se pouze výpočty, což navyšuje cenu projektu. Obzvlášť jedná-li se pouze o výpočet kontrolní, kdy je potřeba stávající, již navržený, výměník pouze vyměnit za nový, případně se změněným materiálem.

Nejrozšířenějším programem je HTRI Xchanger Suite®, který je na trhu považován za velmi spolehlivý. Nicméně vysoká cena a nezbytnost velmi dobré orientace pracovníka v tomto programu, neumožňuje společnostem tento software pořídit a vyškolit zaměstnance.

Pro větší společnosti, zabývající se návrhem celých procesů je vhodný program ChemCAD s nástavbou CC-Therm. Cena tohoto programu je také poměrně vysoká, nicméně vzhledem k rozsahu zakázek, je očekáváné, že se investice navrátí.

V případě, že je potřeba pouze ověřit výkon výměníku či dopočítání jedné z teplot je možné využít většinu zde uvedených programů.

Pokud se jedná pouze o výpočet řešeného typu výměníku tepla, kdy pracovní látkou v MP a TP je voda, je možné využít dostupných programů – nestažitelných kalkulátorů či volně stažitelných softwarů. Konkrétně pro případ diskutovaný v této diplomové práci je pro kontrolní výpočet nejvhodnější online dostupný kalkulátor **Engineeringpage Thermal rating**. Co se návrhového výpočtu týče, je možné doporučit volně stažitelný software **Shell and Tube Heat Exchanger Design**. Nicméně tyto softwary jsou spolehlivější spíše pro jednoduchou kontrolu již vyrobeného výměníku tepla. Zajisté není možné vytvořit návrh celého výměníku na základě výpočtu v těchto programech.

Tab. 6.1 – Přehled dosažených výsledků jednotlivými programy

	HTRI Xchanger Suite	ChemCAD-CC-Therm	Template heat exchanger design	ABCO Heat Exchanger Calculations	Design of Shell & Tube	ChE Guide HEAT EXCHANGER	**Shell and Tube Heat Exchanger Design**	Freecalc	**Engineeringpage Thermal rating**
možný typ výpočtu	**kontrola** návrh	**kontrola** návrh	návrh	návrh	návrh	návrh	návrh	kontrola	kontrola
výstupní t TP [°C]	37,27	37,16	Z	37,1	Z	Z	Z	37,3	37,3
hmotnostní průtok MP/TP [kg/s]	Z	Z	Z/5,56	Z	1,57/Z	-	Z	Z	Z
rychlost látky MP/TP [m/s]	0,16/0,45	0,16/0,45	-	-	-/0,45	-	0,18/0,45	-	0,15/0,45
tlakové ztráty MP/TP [kPa]	0,23/0,43	4,35/5,7	-	-	-	-	-	-	0,14/0,47
α MP/TP [W/m^{2}K]	3009,8/ 3004,7	2804,3/ 2603,8	-	Z	18946/ 2574	-	3057/ 3457	-	2245,3/ 2406,3
k [W/m^{2}K]	1135,6	1016,4	Z	559	1844,2	Z	1350,4	-	968,55
výkon [kW]	122,7	119	123,7	116,6	648	Z	196	123,7	Z
MTD (LMTD) [°C]	94	94	94,2	94,3	94,2	76,4	94,2	-	94,3
požad. A [m^2]	-	1,24	-	2,2	-	-	1,54	-	1,34
aktuální A [m^2]	3,7	3,42	3,69	-	3,73	3,7	-	-	3,6
průměr pláště[mm]	Z	Z	-	233	Z	292	260	-	Z
počet trubek	Z	Z	-	41	62	61	26	-	Z

*Z zadávána veličina, - programem nespočítáno

7. Závěr a souhrnné zhodnocení dosažených výsledků

Cílem této diplomové práce je pro průmyslový případ výměníku se svazkem trubek v plášti se segmentovým přepážkovým systémem vypracovat přehled s popisy veřejně dostupných softwarů pro tepelně-hydraulický výpočet a vybrat software, který je pro daný případ nejvhodnější při poměru ceny a kvality obdržených výsledků (přesnost výpočtu). Za tímto účelem byl pro zvolený případ průmyslového výměníku tepla proveden v posuzovaných softwarech jeho kontrolní výpočet.

Nejprve je proveden výpočet v programu HTRI Xchanger Suite, který v dnešní době patří na trhu mezi nejpropracovanější, nicméně velmi nákladný na pořízení pro malé projekční firmy. Výsledky obdržené softwarem HTRI Xchanger Suite lze považovat za nejpřesnější, proto v ostatních softwarech případné vstupní veličiny vycházejí právě z tohoto programu. Zejména se jedná o potřebné fyzikální vlastnosti pracovních látek. To je umožněno tím, že tento program disponuje vlastní databází látek a jejich vlastnostmi v závislosti na teplotě. Je zde také uveden výpočet v programu ChemCAD, jehož primární zaměření je na modelaci celých procesů. Nicméně jeho součástí je nástavba CC- Therm, která je určena pro návrh či kontrolu výměníku tepla typu se svazkem trubek v plášti, trubka v trubce, deskového nebo chladiče. Dále jsou provedeny výpočty v ostatních, volně dostupných, softwarech. Ty jsou rozděleny na volně stažitelné, typu excelovského worksheetu a nestažitelné (online dostupné) kalkulátory. Převážná část je zaměřena na návrh zařízení a některé z nich lze považovat za propracované. Na závěr jsou pro srovnání shrnuty dosažené výsledky jednotlivými programy do jedné tabulky.

Z porovnání výsledků obdržených jednotlivými softwary, jež bylo provedeno v kapitole 6, vyplývá, že pro obvyklé potřeby občasných kontrolních výpočtů tohoto typu výměníku v malých projekčních společnostech se jeví jako dostačující použití volně dostupného nestažitelného kalkulátoru **Engineeringpage Thermal rating**. Ten je dostupný online a je přístupný ve více variantách (například varianta pro kontrolní výpočet se standardizovanými rozměry trubek a hrdel, varianta pro návrhový výpočet, apod.).

8. Citovaná literatura

[1] OCHRANA, L., *Spalovací zařízení a výměníky tepla.* VUT v Brně 1993, ISBN 80-214-0529-5

[2] BAŠTA, J., DRKAL, F., KOTRBATÝ, M. – *Vytápění – sálové a teplovzdušné vytápění průmyslových a občanských staveb,* České Budějovice, Společnost pro techniku prostředí ve spolupráci s Energetickým poradenským střediskem ČEZ, a. s., 1998, ISBN 80-2-01240-2

[3] KROBOT, D. *Výběr vhodného uspořádání toku pracovních látek s laminárním režimem proudění v trubkovém chladiči.* Brno: vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 129 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.

[4] JONÁK, M. *Návrh výměníků tepla pro vysokoteplotní aplikace.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 128 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Vít Kermes, Ph.D.

[5] HAVLŮ, M. *Algoritmus automatického výběru vhodného typu zařízení z database výměníků tepla.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 77 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.

[6] HLAVAČKA V., *Lamelové a deskové výměníky tepla*, Vydala Společnost pro techniku a prostředí, Novotného lávka S, 116 68 Praha 1, 1992.

[7] Explore the World of Piping [online]. 2016 [cit. 2016-04-20]. Heat Transfer by Shell and Tube Heat Exchangers. Dostupné z WWW: http://www.wermac.org

[8] BUZÍK, J. *Návrh výměníku tepla:* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 72 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Richard Nekvasil, Ph.D.

[9] STEHLÍK, P., KOHOUTEK, J., NĚMČANSKÝ, J.: *Tepelné pochody: Výpočet výměníku tepla.* 1.vyd. Brno: VUT Brno, 1991, 129 s. ISBN802-1403632

[10] BALÁŠ, M., *Kotle a výměníky tepla,* 1. vyd., Cerm 2009, ISBN 978-80-214-3955-9

[11] YULACORP, TEMA Heat Exchanger Nomenclature. *Yulacorp.com* [online]. 2016 [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: http://www.yulacorp.com/downloads/tema_nomenclature1.pdf

[12] HEWITT G.:Heat Exchanger Design Handbook. New York: Begell House, 1998, 3424 s., ISBN-13: 978-1567000986

[13] STEHLÍK P., Tepelné pochody, Soubor přednášek předmětu, ÚPEI VUT FSI Brno, 2014

[14] JEGLA Z.,Tepelné pochody, Návody do cvičení. ÚPEI VUT FSI Brno, 2014

[15] EGPET, Useful excel spreadsheet for Heat Exchanger. *Egpet.net.* [online]. 2016 [cit. 2016-05-01] Dostupné z: http://www.egpet.net/vb/threads/74195-Useful-excel-spreadsheets-for-Heat-Exchangers#axzz47QfYwKpl

[16] ABCO, Heat exchanger calculations. *Abco.dk.* [online]. 2016 [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: www.abco.dk/ABCO_Heat_Exchanger_Calculations.xls

[17] CHERESOURCES, Design a shell and tube Heat Exchanger. *Cheresources.com.* [online]. 2016 [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: http://www.cheresources.com/invision/topic/19924-design-a-shell-tube-heat-exchanger-on-ms-excel/

[18] CHEGUIDE, Shortcut heat exchanger. *Cheguide.com.* [online]. 2016 [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: http://cheguide.com/contents/Heatexchangersizing

[19] INCLUSIVE SCIENCE ENGINEERING, Shell and tube Heat Exchanger, *Inclusive-science-engineering.com* [online]. 2016 [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: www.inclusive-science-engineering.com/.../SHELL-AND-TUBE-HEAT-EXCHANGER1.xls

[20] FREECALC, Heat Exchanger Sizing. *Freecalc.com.* [online]. 2016 [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: http://www.freecalc.com/hxfram.htm

[21] ENGINEERINGPAGE, Thermal rating. *Engineeringpage.com.* [online]. 2016 [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: engineeringpage.com/calculators/thermal/thermal_rating.html

[22] ENGINEERSEDGE. Heat Exchanger tube length calculation. *Engineersedge.com.* [online]. 2016 [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: http://www.engineersedge.com/calculators/counter__parallel_flow_heat_exchanger_tube_length_calculation_10049.htm

[23] CARLSONHX, Heat Exchanger Sizing. *Carlsonhx.com* [online]. 2016 [cit. 2016-05-01]. Dostupné z:http://carlsonhx.com/index.php?item=calc&view=size&sub=1&btu=421990&thi=280&tho=248&gpmh=12287&shh=1&sgh=1&tci=89&tco=&gpmc=43758&shc=1&sgc=1

[24] MATHTAB, Flow Arrangement :Concentric Tube Counterflow. *Mathtab.com.* [online]. 2016 [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: https://mathtab.com/app_id=1

9. Seznam příloh

Příloha č. 1 – Sestavný výkres řešeného tepelného výměníku (formátu A1) – tvoří volnou přílohu.

Příloha č. 2 – Zadávaná data (Input Reprint) do programu HTRI

Příloha č. 3 – Výsledkový soubor (Heat Exchanger Rating Data Sheet, Output Summary, Final Results) z programu HTRI

Příloha č. 4 – Výsledkový soubor programu z ChemCAD

Příloha č. 5 – Výsledkové soubory z Volně stažitelných softwarů

Příloha č. 2

HTRI Input Reprint

HTRI

Input Reprint

Released to the following organization:
VUT v Brne
Tester

Page 1

Xist Ver. 7 SP1 05.04.2016 9:03 SN: 01016-1007468327 **SI Units**

Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AEL Shell With Single-Segmental Baffles

Exchanger Data

Service type	Generic shell and tube	
TEMA type	AEL	
Run mode	Rating	
Hot fluid location	Shellside	
Unit orientation	Horizontal	
Number of shells in series	1	
Number of shells in parallel	1	
Flow in 1st tubepass	Countercurrent	
Train flow direction	Countercurrent	

Construction Data

Shell material	321 Stainless steel (18 Cr,10 Ni)	
Tube material	321 Stainless steel (18 Cr,10 Ni)	
Channel or bonnet material	321 Stainless steel (18 Cr,10 Ni)	
Channel cover material	321 Stainless steel (18 Cr,10 Ni)	
Tubesheet-Stationary material	321 Stainless steel (18 Cr,10 Ni)	
Baffle-Cross material	321 Stainless steel (18 Cr,10 Ni)	
Shellside design pressure	517,11	kPaG
Tubeside design pressure	551,58	kPaG
Shellside vacuum pressure	None	
Tubeside vacuum pressure	None	
Shellside design temperature	171,11	C
Tubeside design temperature	60,00	C
Shellside corrosion allowance	0,000	mm
Tubeside corrosion allowance	0,000	mm
Shellside radiography	None	
Tubeside radiography	None	
TEMA class	R	
Shell outside diameter	273,00	mm
Shell inside diameter	265,00	mm
Shell wall thickness	4,000	mm
Front head outside diameter	277,70	mm
Front head inside diameter	265,00	mm
Front head thickness	6,350	mm
Rear head outside diameter	277,70	mm
Rear head inside diameter	265,00	mm
Rear head thickness	6,350	mm
Suppress mechanical calculations	No	

Reboiler Data

Reboiler type	No piping specified

For educational use only

HTRI

Input Reprint

Released to the following organization:

VUT v Brne

Tester

Xist Ver. 7 SP1 05.04.2016 9:03 SN: 01016-1007468327 **SI Units**

Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AEL Shell With Single-Segmental Baffles

Tube Data

Tube type	Plain	
Tube outside diameter	20,000	mm
Tube wall thickness	2,000	mm
Tube pitch	26,000	mm
Tube pitch ratio	1,300	
Tubepasses per shell	1	
Tube pattern	30	degrees
Number of tubes per shell	61,000	
Tube count method	Rigorous	
Tube length	1,000	m
Tube material	321 Stainless steel (18 Cr,10 Ni)	

Baffle Data

Baffle type	Single segmental	
Baffle orientation	Program sets	
Baffle cut percent	32,000	% shell ID
Adjust baffle cut	No adjustment	
Number of crosspasses	5	
Inlet baffle spacing	297,00	mm
Outlet baffle spacing	288,00	mm
Variable baffle spacing	Yes	
Baffle thickness	4,000	mm
Window cut from baffles	No	
Use deresonating baffles	No	

Supports Data

Floating head support type	None
Include inlet vibration support	No
Include outlet vibration support	No

Variable Baffle Spacing Data

Region	1	2	3	4	5
Crosspasses	1	2			
Baffle spacing, mm	155,00	130,00			

For educational use only

Xist Ver. 7 SP1 05.04.2016 9:03 SN: 01016-1007468327 **SI Units**

Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AEL Shell With Single-Segmental Baffles

Nozzle Data

Shellside

Nozzle standard		09-JIS_G3460.TABLE		
Shell entrance type		No impingement device		
Shell exit type		Remove tubes if TEMA requires		
	Inlet	**Outlet**	**Liq. Outlet**	
Nozzle outside diameter	114,30	114,30	–	mm
Nozzle schedule	Sch 20	--	–	
Nozzle inside diameter	108,30	108,30	–	mm
Number at this position	1	1	–	

Tubeside

Nozzle standard		01-ANSI_B36_10.TABLE		
	Inlet	**Outlet**	**Liq. Outlet**	
Nozzle outside diameter	139,70	139,70	–	mm
Nozzle inside diameter	133,70	133,70	–	mm
Number at this position	1	1	–	

Nozzle Location Data

Radial position on shell inlet nozzle	Top
Longitudinal position on shell of inlet nozzle	At front head
Radial position on shell outlet nozzle	Opposite side
Tubeside entry type	Axial
Tubeside inlet position	Rear head
Tubeside exit type	Same as inlet

Tube Layout Data

Force symmetric layout				No
Force continuous cleaning lanes				No
Force uniform layout				No
Fill knock out area with dummy tubes				Program set
Fill bundle periphery with dummy tubes				Program set
Fill passlanes with dummy tubes				Program set
Shifted staggard layout				Program set
Use crossed U-bends				Program set
Use tube layout drawing as input				Yes
	Inlet	**Outlet**	**Liq. Outlet**	
Tube rows removed under nozzle	1	1	0	

For educational use only

HTRI

Input Reprint
Released to the following organization:
VUT v Brne
Tester

Page 4

Xist Ver. 7 SP1 05.04.2016 9:03 SN: 01016-1007468327 **SI Units**

Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AEL Shell With Single-Segmental Baffles

Clearance Data

Number of seal strip pairs	Calculated	
Block A stream	No	
Block E stream	No	
Block F stream	No	
Number of passlane seal rods	Calculated	
Tubes to remove for tie rods	Calculated	
Locate tie rods	No	
Number of tie rods	6	
Tie rod outside diameter	12,000	mm
Tube to baffle clearance	0,250	mm
Baffle to shell clearance	4,500	mm
Bundle to shell clearance	18,000	mm
Baffle clearance type	TEMA	

Optional Geometry Data

Small exchanger	No	
Double tubesheet	No	
Shell expansion joint	No	

Process Conditions Data

	Hot Fluid	Cold Fluid	
Phase condition	Sensible liquid	Sensible liquid	
Flow rate	1,5500	5,5200	kg/s
Inlet vapor fraction	0,0000	0,0000	
Outlet vapor fraction	0,0000	0,0000	
Inlet temperature	138,00	32,00	C
Outlet temperature	120,00	–	C
Inlet pressure	350,00	600,00	kPa
Duty multiplier		1,0000	

Hot Fluid Property Data

Fluid name	kondenzát páry
Physical property method	Program calculated
Temperature interpolation option	Program
Flash type	Integral
Quantity units	Moles
Pure component condensation	No
Number of components	1
Property package	VMGThermo

Hot Fluid Component Data

Component number	1
Component name	WATER
Comp. bank name	WATER
Component bank	VMGThermo
Component code	5127
Component phase	Mixed
Component quantity	1,0000

For educational use only

Xist Ver. 7 SP1 05.04.2016 9:03 SN: 01016-1007468327 **SI Units**

Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AEL Shell With Single-Segmental Baffles

Cold Fluid Property Data

Fluid name	chladící voda
Physical property method	Program calculated
Temperature interpolation option	Program
Flash type	Integral
Quantity units	Moles
Pure component boiling	No
Number of components	1
Property package	VMGThermo

Cold Fluid Component Data

Component number	1
Component name	WATER
Comp. bank name	WATER
Component bank	VMGThermo
Component code	5127
Component phase	Mixed
Component quantity	1,0000

Control Methods Data

Shellside friction factor method	Commercial
Tubeside friction factor method	Commercial
Pure longitudinal flow	No
Pure component condensation	No
Condensing correlation	HTRI Proration
Mole fraction inerts	0,0000
Momentum exclusion	0,0000 %
Pure component boiling	No
Check film boiling	Yes
Nucleate boiling method	Physical property/theoretical boiling range
Component boiling method	Nucleate and convective
Increments per baffle	Calculated

Control User-Defined Methods Data

Add non-nucleate boiling	Yes

For educational use only

Příloha č. 3

HTRI Output Summary, Final Results, Heat Exchanger Rating Data Sheet

HTRI

Output Summary Page 1

Released to the following organization:
VUT v Brne
Tester

Xist Ver. 7 SP1 05.04.2016 9:03 SN: 01016-1007468327 **SI Units**

Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AEL Shell With Single-Segmental Baffles

No Data Check Messages.
See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Hot Shellside		Cold Tubeside	
Fluid name		kondenzát páry		chladící voda	
Flow rate	(kg/s)		1,5500		5,5200
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Inlet/Outlet T	(Deg C)	138,00	120,00	32,00	37,27
Inlet P/Avg	(kPa)	350,00	349,88	600,00	599,78
dP/Allow.	(kPa)	0,232	0,000	0,433	0,000
Fouling	(m2-K/W)		0,000000		0,000000

Exchanger Performance					
Shell h	(W/m2-K)	3009,8	Actual U	(W/m2-K)	1135,6
Tube h	(W/m2-K)	3004,7	Required U	(W/m2-K)	355,38
Hot regime	(--)	Sens. Liquid	Duty	(MegaWatts)	0,1227
Cold regime	(--)	Sens. Liquid	Eff. area	(m2)	3,675
EMTD	(Deg C)	94,0	Overdesign	(%)	219,55

Shell Geometry			Baffle Geometry		
TEMA type	(--)	AEL	Baffle type	(--)	Single-Seg.
Shell ID	(mm)	265,00	Baffle cut	(Pct Dia.)	32
Series	(--)	1	Baffle orientation	(--)	Perpend.
Parallel	(--)	1	Central spacing	(mm)	
Orientation	(deg)	0,00	Crosspasses	(--)	5

Tube Geometry			Nozzles		
Tube type	(--)	Plain	Shell inlet	(mm)	108,30
Tube OD	(mm)	20,000	Shell outlet	(mm)	108,30
Length	(m)	1,000	Inlet height	(mm)	32,433
Pitch ratio	(--)	1,3000	Outlet height	(mm)	32,433
Layout	(deg)	30	Tube inlet	(mm)	133,70
Tubecount	(--)	61	Tube outlet	(mm)	133,70
Tube Pass	(--)	1			

Thermal Resistance; %		Velocities; m/s		Flow Fractions	
Shell	37,73	Shellside	0,16	A	0,009
Tube	47,24	Tubeside	0,45	B	0,641
Fouling	0,00	Crossflow	0,19	C	0,144
Metal	15,03	Window	0,15	E	0,205
				F	0,000

For educational use only

HTRI

Final Results

Released to the following organization:
VUT v Brne
Tester

Xist Ver. 7 SP1 05.04.2016 9:03 SN: 01016-1007468327 **SI Units**

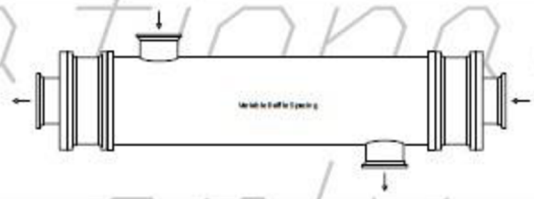
Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AEL Shell With Single-Segmental Baffles

Process Data		Hot Shellside		Cold Tubeside	
Fluid name		kondenzát páry		chladící voda	
Fluid condition			Sens. Liquid		Sens. Liquid
Total flow rate	(kg/s)		1,5500		5,5200
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Temperature, In/Out	(Deg C)	138,00	120,00	32,00	37,27
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	129,00	93,17	34,63	79,08
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	84,93	102,15	72,71	85,84
Pressure, In/Average	(kPa)	350,00	349,88	600,00	599,78
Pressure drop, Total/Allowed	(kPa)	0,232		0,433	
Velocity, Mid/Max allow	(m/s)	0,16		0,45	
Mole fraction inert	(--)				
Average film coef.	(W/m2-K)		3009,8		3004,7
Heat transfer safety factor	(--)		1,0000		1,0000
Fouling resistance	(m2-K/W)		0,000000		0,000000

Overall Performance Data

Overall coef., Reqd/Clean/Actual	(W/m2-K)	355,38	/	1135,6	/	1135,6
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	0,1227	/			
Effective overall temperature difference	(Deg C)	94,0				
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H)	(Deg C)	94,27	*	0,9969	*	1,0000

See Runtime Messages Report for warnings.



Exchanger Fluid Volumes

Approximate shellside	(L)	38,3
Approximate tubeside	(L)	32,9

Shell Construction Information

TEMA shell type		AEL		Shell ID	(mm)	265,00
Shells Series	1	Parallel	1	Total area	(m2)	3,833
Passes Shell	1	Tube	1	Eff. area	(m2/shell)	3,675
Shell orientation angle (deg)		0,00				
Impingement present		No				
Pairs seal strips		1		Passlane seal rods (mm)	0,000	No. 0
Shell expansion joint		No		Rear head support plate		No
Weight estimation Wet/Dry/Bundle		351,89	/	280,67 /	69,73	(kg/shell)

Baffle Information

Type		Perpend. Single-Seg.	Baffle cut (% dia)	32	
Crosspasses/shellpass		5	No.	(Pct Area)	(mm) to C.L
Central spacing	(mm)		1	30,17	47,700
Inlet spacing	(mm)	276,05	2	0,00	0,000
Outlet spacing	(mm)	266,93			
Baffle thickness	(mm)	4,000			
Use deresonating baffles		No			

Tube Information

Tube type		Plain	Tubecount per shell		61
Overall length	(m)	1,000	Pct tubes removed (both)		9,84
Effective length	(m)	0,959	Outside diameter	(mm)	20,000
Total tubesheet	(mm)	41,275	Wall thickness	(mm)	2,000
Area ratio	(out/in)	1,2500	Pitch (mm) 26,000	Ratio	1,3000
Tube metal	321 Stainless steel (18 Cr,10 Ni)		Tube pattern (deg)		30

For educational use only

HTRI

Final Results

Page 2

Released to the following organization:
VUT v Brne
Tester

Xist Ver. 7 SP1 05.04.2016 9:03 SN: 01016-1007468327 **SI Units**

Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AEL Shell With Single-Segmental Baffles

Shellside Performance

Nom vel, X-flow/window 0,19 / 0,15

Flow fractions for heat transfer 0,730
A=0,0088 B=0,6414 C=0,1444 E=0,2053 F=0,0000

Shellside Heat Transfer Corrections

Total	Beta	Gamma	End	Fin
0,963	0,919	1,048	0,593	1,000

Pressure Drops (Percent of Total)

Cross	Window	Ends	Nozzle	Shell	Tube
32,07	25,57	20,05	Inlet	11,22	9,99
MOMENTUM		0,00	Outlet	11,10	6,71

Two-Phase Parameters

Method	Inlet	Center	Outlet	Mix F

H. T. Parameters		Shell	Tube
Overall wall correction		0,946	1,105
Midpoint	Prandtl no.	1,38	4,92
Midpoint	Reynolds no.	12348	9917
Bundle inlet	Reynolds no.	7343	9516
Bundle outlet	Reynolds no.	7904	10271
Fouling layer	(mm)		

Thermal Resistance

Shell	Tube	Fouling	Metal	Over Des
37,73	47,24	0,00	15,03	219,55
Total fouling resistance				0,0000
Differential resistance				0,0019

Shell Nozzles		Inlet	Outlet	Liquid Outlet
Inlet at channel end-Yes				
Number at each position		1	1	0
Diameter	(mm)	108,30	108,30	
Velocity	(m/s)	0,18	0,18	
Pressure drop	(kPa)	0,026	0,026	
Height under nozzle	(mm)	32,433	32,433	
Nozzle R-V-SQ	(kg/m-s2)	30,47	29,99	
Shell ent.	(kg/m-s2)	20,66	20,33	

Tube Nozzle		Inlet AXIAL	Outlet AXIAL	Liquid Outlet
Diameter	(mm)	133,70	133,70	
Velocity	(m/s)	0,40	0,40	
Pressure drop	(kPa)	0,043	0,029	
Nozzle R-V-SQ	(kg/m-s2)	155,51	155,80	

Annular Distributor		Inlet	Outlet
Length	(mm)		
Height	(mm)		
Slot area	(mm2)		

Diametral Clearances (mm)

Baffle-to-shell	Bundle-to-shell	Tube-to-baffle
4,5000	18,337	0,2500

For educational use only

HTRI

Supplementary Results

Page 3

Released to the following organization:
VUT v Brne
Tester

Xist Ver. 7 SP1 05.04.2016 9:03 SN: 01016-1007468327 **SI Units**

Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AEL Shell With Single-Segmental Baffles

For educational use only

Externally Enhanced Tube Geometry			Internally Enhanced Tube Geometry		
Type		Plain	Type		None
Fin density	(fin/meter)		Thickness	(mm)	
Fin height	(mm)		Pitch	(L/D)	
Fin thickness	(mm)				
Root diameter	(mm)				
Area/length	(m2/m)				

Mean Metal Temperatures

Mean shell temperature 129,28 (C)

Mean tube metal temperature in each tubepass, (C)

Tube Pass	Inside	Outside	Radial
1	79,08	93,14	86,63

Variable Baffle Spacing Geometry

Region number	Inlet	Outlet	1	2
Crosspasses in region	1	1	1	2
Baffle spacing, (mm)	276,05	266,93	155,00	130,00

HTRI

HEAT EXCHANGER RATING DATA SHEET

Page 1
SI Units

Service of Unit			Item No.		
Type	AEL	Orientation	Horizontal	Connected In	1 Parallel 1 Series
Surf/Unit (Gross/Eff)	3,833 / 3,675 m2	Shell/Unit	1	Surf/Shell (Gross/Eff)	3,833 / 3,675 m2

PERFORMANCE OF ONE UNIT

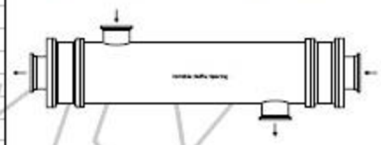
Fluid Allocation		Shell Side		Tube Side	
Fluid Name		kondenzát páry		chladící voda	
Fluid Quantity, Total	kg/s	1,5500		5,5200	
Vapor (In/Out)	wt%	0,00	0,00	0,00	0,00
Liquid	wt%	100,00	100,00	100,00	100,00
Temperature (In/Out)	C	138,00	120,00	32,00	37,27
Density	kg/m3	929,07	944,08	994,06	992,19
Viscosity	mN-s/m2	0,1996	0,2321	0,7645	0,6880
Specific Heat	kJ/kg-C	4,4330	4,3615	4,2183	4,2186
Thermal Conductivity	W/m-C	0,6835	0,6833	0,6189	0,6269
Critical Pressure	kPa				
Inlet Pressure	kPa	350,00		600,00	
Velocity	m/s		0,16		0,45
Pressure Drop, Allow/Calc	kPa	0,000	0,232	0,000	0,433
Average Film Coefficient	W/m2-K	3009,8		3004,7	
Fouling Resistance (min)	m2-K/W	0,000000		0,000000	

Heat Exchanged	0,1227 MegaWatts	MTD (Corrected)	94,0 C	Overdesign	219,55 %
Transfer Rate, Service	355,38 W/m2-K	Calculated	1135,6 W/m2-K	Clean	1135,6 W/m2-K

CONSTRUCTION OF ONE SHELL

			Shell Side	Tube Side
Design Pressure		kPaG	517,11	551,58
Design Temperature		C	171,11	60,00
No Passes per Shell			1	1
Flow Direction			Downward	
Connections	In	mm	1 @ 108,30	1 @ 133,70
Size &	Out	mm	1 @ 108,30	1 @ 133,70
Rating	Liq. Out	mm	@	1 @

Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)



Tube No. 61,000 OD 20,000 mm	Thk(Avg) 2,000 mm	Length 1,000 m	Pitch 26,000 mm	Tube pattern 30	
Tube Type Plain	Material 321 Stainless steel (18 Cr,10 Ni)		Pairs seal strips	1	
Shell ID 265,00 mm	Kettle ID mm		Passlane Seal Rod No.	0	
Cross Baffle Type Perpend. Single-Seg.	%Cut (Diam) 32		Impingement Plate	None	
Spacing(c/c) mm	Inlet 276,05 mm		No. of Crosspasses	5	
Rho-V2-Inlet Nozzle 30,47 kg/m-s2	Shell Entrance	20,66 kg/m-s2	Shell Exit	20,33 kg/m-s2	
	Bundle Entrance	12,74 kg/m-s2	Bundle Exit	13,41 kg/m-s2	
Weight/Shell 280,67 kg	Filled with Water	351,89 kg	Bundle	69,73 kg	

Notes:

Thermal Resistance, %		Velocities; m/s		Flow Fractions	
Shell	37,73	Shellside	0,16	A	0,009
Tube	47,24	Tubeside	0,45	B	0,641
Fouling	0,00	Crossflow	0,19	C	0,144
Metal	15,03	Window	0,15	E	0,205
				F	0,000

Příloha č. 4

ChemCAD

```
                    SUMMARY REPORT
                    --------------
General Data:                          Heat Transfer Data:
 Exch Class/Type              R/AEL    Effective Transfer Area        3.42
 Shell I.D.                  273.00    Area Required                  1.24
 Shell in Series/Parallel       1/1    COR LMTD                      94.28
 Number of Tubes                 61    U (Calc/Service)   1016.43/369.02
 Tube Length                 954.00    Heat Calc                      0.33
 Tube O.D./I.D.     20.0000/16.0000    Heat Spec                      0.12
                                       Excess %                     175.44
 Tube Pattern                 TRI30    Foul(S/T)     0.000E+000/0.000E+000
 Tube Pitch                   26.00    Del P(S/T)         -4.35/5.70
 Number of Tube Passes            1    SS Film Coeff               2804.33
 Number of Baffles                4    SS CS Vel                      0.16
 Baffle Spacing              116.67    TW Resist                  0.000147
 Baffle Cut, % Diameter          32    TS Film Coeff                2603.84
 Baffle Type                   SSEG    TS Vel                         0.45
 Baffle space def.        Edge-Edge

Thermodynamics:
  K: Ideal Vapor Pressure
  H: SRK
  D: Library

Number of Components: 1

Calculation Mode: Rating

Engineering Units:
 Temperature          C
 Flow/Hour            (kg/s)/s
 Pressure             kPa
 Enthalpy             MJ
 Diameter/Area        mm/m2
 Length/Velocity      mm/(m/sec)
 Film                 W/m2-K
 Fouling              m2-K/W
```

```
                          TEMA SHEET
1                         ----------
2 Customer                                          Ref No.
3 Address                                           Prop No.
4 Plant Loc.                                        Date      Rev
5 Service of Unit                                   Item
6 Size 273.0mm x 954.0mm Type AEL (Hor/Vert) H Connected in  1 Para  1 Seri
7 Surf/Unit(G/E) 3.7/3.4 m2; Shell/Unit 1.000000   Surf/Shell 3.7/3.4 m2
8                        PERFORMANCE OF ONE UNIT
9 Type of Process             Sensible           Sensible
10 Fluid Allocation           Shell Side         Tube Side
11 Fluid Name                 kondenzat          chlad_voda
12 Flow                           1.5                5.5       kg/s
13 Liquid                         1.5                5.5       kg/s
14 Vapor                          0.0                0.0       kg/s
15 NonCondensable             0.00000            0.00000       kg/s
16 Steam                          0.0                0.0       kg/s
17 Evap/Cond                      0.0                0.0       kg/s
18 Density         0.00/927.34/  0.00/942.49   0.00/994.73/  0.00/993.01 kg/m3
19 Conductivity    0.00/0.69  /  0.00/0.68     0.00/0.62  /  0.00/0.62   W/m-K
20 Specific Heat   0.00/4.28  /  0.00/4.25     0.00/4.18  /  0.00/4.18   kJ/kg-K
21 Viscosity       0.00/0.00  /  0.00/0.00     0.00/0.00  /  0.00/0.00   N-s/m2
22 Latent Heat                    0.00               0.00      kJ/kg
23 Temperature(In/Out)     138.000/120.000    32.000/37.158    C
24 Operating Pressure        350.00             600.00         kPa
25 Fouling Factor                 0.000000           0.000000  m2-K/W
26 Velocity                       0.16               0.45      m/sec
27 Press Drop Allow/Calc  34.474/-4.345   34.474/5.703   kPa
28 Heat Exchanged 1.189e-001 MJ/s;  MTD(Corrected): 94.28  C
29 Transfer Rate, Service: 369.0   Calc: 1016.4   Clean: 1016.4  W/m2-K
30                          CONSTRUCTION DATA/SHELL              Sketch
31                             Shell Side       Tube Side
32 Design/Test Press kPa 0.000000/Code         0.000000/Code

34 No. Passes per Shell         1               1
35 Corrosion Allowance  mm      0.000           0.000
36 Connections  IN ID    mm      108.300         133.700
37 Size &       OUT ID   mm      114.300         139.700
38 Rating
39 Tube No. 61   OD 20.000 mm;Thk. 2.0000 mm;Length. 954.00 mm;Pit. 26.000 mm; Ptn. 30
40 Tube Type       Bare      Material  TP 321 & 347 Stn. Stl
41 Shell  A-285-C      273.00 ID 298.40 OD mm         Shell Cover
42 Channel or Bonnet        A-285-C       Channel Cover
43 Tubesheet Stationary     A-285-C       Tubesheet Floating
44 Floating Head Cover                    Impingement Protection: Yes
45 Baffles Cross  A-285-C   Type SSEG  Cut(Diam) 32 Spacing C/C 120.67 mm
46 Baffles Long                           Seal Type
47 Supports Tube C.S.                     U-Bend
48 Bypass Seal Arrangement                Tube-Tubesheet Joint
49 Expansion Joint No.                    Type
50 Rho-V2-Inlet Nozzle 0.03     Bundle Entrance          Bundle Exit
51 Shell Side                             Tube Side
52 Gasket Floating Head
53 Code Requirements                      Tema Class            R
54 Weight/Shell
55 Remarks:  Pressure drop shown is total pressure drop.
```

Příloha č. 5

Template heat exchanger design

Preliminary Heat Exchanger Design (S.I. units) (page 1)

Estimation of Heat Transfer Area Needed

Inputs

Fluid$_1$ mass flow rate, m_1 =	5 580	kg/hr
Fluid$_1$ temp. in, T_{1in} =	138	°C
Fluid$_1$ temp. out, T_{1out} =	120	°C
Fluid$_1$ sp. heat, C_{p1} =	4,433	kJ/kg-°C
Fluid$_2$ temp. in, T_{2in} =	32	°C
Fluid$_2$ temp. out, T_{2out} =	37,27	°C
Fluid$_2$ sp. heat, C_{p2} =	4,2	kJ/kg-°C
Overall heat transf. coeff. estim., U =	355	J/sec-m^2-K

Calculations

Overall heat transf. coeff. estim., U =	1279	kJ/hr-m^2-K
Heat Transfer Rate, Q =	445 251	kJ/hr
Log Mean Temp Diff, ΔT_{lm} =	94,2	°C
Heat Transfer Area, A =	3,69	m^2
Fluid$_2$ mass flow rate, m_2 =	20029	kg/hr

Equations used for calculations:

$$Q = \pm (m_1)(C_{p1})(T_{1in} - T_{1out})$$

$$Q = \pm (m_2)(C_{p2})(T_{2in} - T_{2out})$$

$$\Delta T_{lm} = [(T_{1in} - T_{2out}) - (T_{1out} - T_{2in})]/\ln[(T_{1in} - T_{2out})/(T_{1out} - T_{2in})]$$

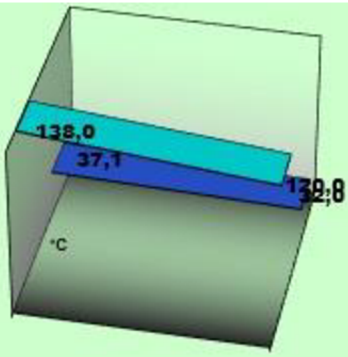
$$Q = U A \Delta T_{lm}$$

ABCO Heat Exchanger Calculations

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	5 580	19 872
Specific Heat	kJ/kgK	4,180	4,180
Temperature, inlet	°C	138,0	32,0
Temperature, outlet	°C	120,0	37,1
Capacity	kW	-116,6	
Log. Mid. Temp. Diff. (MTD)	K	-94,3	

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)		1
MTD Corrected	K	-94,3

What kind of heat exchanger will you use ? 2 (see the explanation below)

Plate Type (1) Shell & Tube (2); Winded-up Tube Coil (3); Extented Surface / Fins (4); Others (5)

SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER - the very strong classic type in many different designs e.g. TEMA.
Heat transfer coefficients tube / shell side - liquid up to 10.000 / 15.000 W/m²K, gas up to 200 / 300 W/m²K
Heavy and often expensive.

Heat Transfer Coefficient (HTC)

The size of the Heat Transfer Coefficients (HTC) can be almost any value up to the limit above. It depends on the velocity, flow profile, geometry of the heat exchanger and the proporties of the fluid (viscosity, heat conductivity and specific heat). When considering the size of the Heat Transfer Coeffecient (HTC) it is important to use low values as a worse-case. To be sure to find the right size of the AXA heat exchanger, and an acceptable pressure drop, the HTC should be calculated (which is quite theoretical and extentive procedure). Putting in the HTC below is without any responsibility for ABCO.

Heat Transfer Coefficient, Side 1 (alfa 1)	W/m²K	3 010
Heat Transfer Coefficient, Side 2 (alfa 2)	W/m²K	3 005
Overall Heat Transmission Coefficient (k-value)	W/m²K	559
Necessary Heat Surface (F')	m²	2,2
Extra surface (general safety margin)	%	0
Actual Heat Surface (F'')	m²	2,2

Although you have chosen a specific AXA heat exchanger, you will get the three optional heat exchangers just for your evaluation. Note that HTC should be considered for each option i.e. you need to make three print-outs.

Option 2 : **Shell & Tube Heat Exchanger** Overall Height/Width/Length : 0,4 / 0,3 / 1,2 m

Outer Diameter, Tube	mm	20	Total tube length	m	39,1
Wall Thickness, Tube	mm	2	Tube pitch	mm	26
Length each tube	m	0,954	Number of tubes	stk.	41
Distance tube-to-tube	mm	6	Cross sect. area, Tube	m²	0,0082
			Diameter, Shell	mm	233
			Length, Shell	mm	954

Design of Shell & Tube

SHELL SIDE	kondenzát				TUBE SIDE	chladící voda			
	symbol	values	units	SI Values		symbol	values	units	SI Values
Thermophysical Properties :									
Density of Fluid	ρ_S =	929	kg/m3	929,00000	Density of Fluid	ρ_T =	994	kg/m3	994,00000
Viscosity	μ_S =	0,1996	cP	0,00020	Viscosity	μ_T =	0,7645	cP	0,00076
Thermal Conductivity	k_S =	0,6835	W/m K	0,68350	Thermal Conductivity	k_T =	0,6189	J/s m K	0,61890
Specific Heat	$c_{p,S}$ =	4,433	KJ/kg K	4433,00000	Specific Heat	$c_{p,T}$ =	4,2183	KJ/kg K	4218,30000
Fouling Factor	Rd_o =	0,000001	h m2 C / kcal	0,00000	Fouling Factor	Rd_i =	0,000001	h m2 C / kcal	0,00000
Temperature ΔT:									
Temperature In	$T_{S,in}$ =	138	C	411,15000	Temperature In	$T_{T,in}$ =	32	C	305,15000
Temperature Out	$T_{S,out}$ =	120	C	393,15000	Temperature Out	$T_{T,out}$ =	37,37	C	310,52000
	Specify :	chladící voda			Mass Flow Rate		5,52	kg/s	
Mass Flow Rate	m_S =	1,56704183	kg/s		Mass Flow Rate	m_T =	5,52	kg/s	
Volumetric Flow Rate	q_S =	0,0016868	m^3/s		Volumetric Flow Rate	q_T =	0,00555332	m^3/s	
Heat Duty	Q =	125040,536	J/sec	125040,5359	**LMTD Calculation:**				
					Flow Type :		Counter-Current		
[assume] Overall Heat Transfer coefficient		Range:	800 - 1500 W/m2 K		Hot Ends Temp. Diff	ΔT_1 =	100,63	K	
	U* =	356	W/m2 K	356	Cold Ends Temp. Diff	ΔT_2 =	88	K	
Correction Factor					Log Mean Temp. Diff	LMTD =	94,1738877	K	
Manual	f_T =	1			LMTD (corrected)	LMTD* =	94,1738877	K	
					Heat Transfer Area :	A_{HT} =	3,729669	m^2	
Design Specifications :									
Shell Diameter	D_S =	10,43305	in.	0,265	Length of Tube	L_T =	954	mm	0,954
Tube Clearance	c_T =	0,00025	m	0,00025	Outside Dia. of Tube	d_O =	20	mm	0,02
Baffle Spacing	B =	0,14	m	0,14	Thickness of Tube	δ =	14	SWG	0,002032
Tube Pitch	P_T =	1	in.	0,0254	Inside Dia. of Tube	d_i =			0,015936
					Outer Surface Area [Single Tube] :	a_{ST} =	0,059942	m^2	
Pitch Type :	Equivalent Diameter				No. of Tubes	N_T =	62	No. of Tube Passes N_P:	
Triangular	D_H =	0,0153221	m		No. of Tubes per Pass	n =	62	1	
Flow Area [= $c_T B D_S / P_T$]	a_S =	0,00036516	m^2		Flow Area of Tube [inside]	a_T =	0,01236631	m^2	Phase:
					Linear Velocity of Tube [inside]	u_T =	0,44906838	m/s	Liquid
Mass Velocity [= m_S / a_S]	G_S =	4291,41375	$kg/m^2 s$		Mass Velocity [= m_T / a_T]	G_T =	446,373974	$kg/m^2 s$	
Heat Transfer Co-efficient Calculations :									
Reynolds # [= $D_H G_S / \mu_S$]	Re_S =	329425	Turbulent Flow		Reynolds # [= $\rho_T u_T d_i / \mu_T$]	Re_T =	9305	Turbulent Flow	
Prandtl # [= $c_{p,S} \mu_S / k_S$]	Pr_S =	1,295			Prandtl # [= $c_{p,T} \mu_T / k_T$]	Pr_T =	5,211		
Method: Auto	Nu_S =	424,734588			Method: Auto	Nu_T =	66,2846837		
Shell Side HT Co-efficient	h_{QS} =	18946,938	W / m K		Tube Side HT Co-efficient	h_{iT} =	2574,2715	W / m K	
[Design] Overall Heat Transfer coefficien						U_{do} =	1844,194	W / m K	

ChE Guide SHORTCUT HEAT EXCHANGER SIZING

ChemSOF
Online Chemical Engineering Softwares

SHORTCUT HEAT EXCHANGER SIZING

ver 0.1

Tag No.		*Date*	27.III.16
Project Number		*By*	Chemsof
Name	Diplomová práce		

Process Data

1	Heat Duty	122,7	kW
2	Hot Side Inlet Temperature	138	Deg C
3	Hot Side Outlet Temperature	120	Deg C
4	Cold Side Inlet Temperature	32	Deg C
5	Cold Side Outlet Temperature	37,27	Deg C
6	U Value	356	W / m2 - K

Geometry

7	Tube Pass	1				
8	Tube Length	1,83	m	OR	*0,954*	*m (Override)*
9	Tube OD	19,05	mm	OR	*20*	*mm (Override)*
10	Tube Pitch	25,0000	mm	OR	*26*	*mm (Override)*
11	Tube Pattern					
12	Number of Shells in Parallel	1				

(Change Number of Shells in Parallel to reduce Estimated Shell Diameter, Default Value is 1)

Results

-	Number of Shells in Series	1	
-	LMTD	76,44	Deg C
-	Correction Factor	1,000	
-	Corrected LMTD	76,44	Deg C
-	Total Surface Area	3,7	m2
-	Total Number of Shells	1	
-	Area per Shell	3,7	m2
-	Number of Tubes per Shell	61	
-	Shell Diameter (Estimated)	291,9	mm

Reference

- *Coulson & Richardson, Volume 6, 3rd Edition, Chapter 12, Heat Transfer Equipment*
- *Fortran Program for Chemical Process Design, Analysis and Simulation, A.K. Coker, Chapter 8*
- *Process Heat Transfer, D.Q. Kern*

www.chemsof.com

Shell and Tube Heat Exchanger Design

Shell and Tube Heat Exchanger Design Spreadsheet

Project:	DP_Ondriasova		
Item No.:	-	Service:	

Step 1. Input flows, conditions and properties data for shellside and tubeside

	Tube	Side	Shell
	TVN	Fluid Name	kondenzát
	5,520	Flow (M), Kg/s	1,6
	32	Temp. in, °C	138
	37	Temp. out, °C	120
Av. Density	994	r, Kg/m^3	929
Av. Viscosity	0,765	m, mNs/m^2	0,200
Av. Heat Capacity	4,218	c_p, kJ/kg°C	4,433
Heat Exchanged	145	Q, kW	124
Av. Thermal Conductivity	0,6189	k, W/m°C	0,6835
Fouling Resistance	0,0000	R,m² °C/W	0,000001

LMTD	94,2	°C
Corrected LMTD	94,2	°C

Step 2. Input tubing OD, BWG and length (can be trial and error).

Tube OD	0,0200	m
BWG	20	
Tube ID, d =	0,01600	m
Tube Length, L =	0,954	m
Area of one tube =	0,060	m²
Cross sectional area of tube =	0,00020	m²

Step. 4 Bundle and Shell diameter

Step. 5 Tube side heat transfer coefficient

Bundle diameter =	0,259197	m
Shell diameter =	0,273000	m
Tubeside Reynolds No., N_{Re} =	9424	
Prandtl No. =	5,21	
Length / ID =	60	
j_h	0,0055	
Nusselt number =	89,37	
h_i =	3456,85	W/m² °C

The values in this block will keep on changing

Step 3. Start configuring the exchanger. Begin with the assumed overall heat transfer coefficient to this point:

U_{start} =	1000,00	W/m² °C
Then the required transfer A =	1,540	m^2
Number of tubes required =	26	
No. of passes =	1	
Tubes per pass =	61	25,70
Area of tubes per pass =	0,01226	m²
Volumetric flow =	0,005553	m³/s
Av. Velocity =	0,453016	m/s

Step 6. Shell side heat transfer coefficient

Tube Pitch =	0,026	m
Pattern =	Tri.	
Baffle Spacing =	0,150	m
Area of Shell =	0,009459	m²
Equivalent Diameter, d_e =	0,017006	m
Volumetric flowrate =	0,001668	m³/s
Shellside velocity =	0,18	m/s
Shellside Reynolds No., N_{Re} =	13 961	
Prandtl No. =	1	
gmental baffle cut 25% page number 673 j_h =	0,0050	
Nusselt number =	76	
h_o =	3 057	W/m² °C
R1 =	0,00033	
R2 =	0,00000	
R3 =	0,000050	
R4 =	0,0004	
Overall heat transfer coefficient =	1350,4	W/m² °C