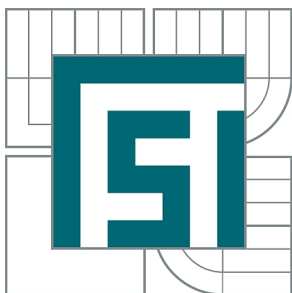




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV PROCESNÍHO A EKOLOGICKÉHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PROCESS AND ENVIRONMENTAL
ENGINEERING

VÝPOČTY KONDENZÁTORŮ PÁRY

CALCULATIONS OF STEAM CONDENSERS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. ROMAN MIFEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. ZDENĚK JEGLA, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav procesního a ekologického inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Roman Mífek

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Procesní inženýrství (3909T003)**

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:

Výpočty kondenzátorů páry

v anglickém jazyce:

Calculations of steam condensers

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kondenzátory páry jsou nedílnou součástí mnoha výrobních linek. Pro jejich výpočty existuje mnoho výpočtových vztahů, které však dávají různé hodnoty součinitele přestupu tepla. Úkolem této práce je proto srovnat jejich vliv na výpočet (rozměry) reálného kondenzátoru páry a pro konkrétní případ sestavit i výpočtový postup.

Cíle diplomové práce:

1. Přehled typů kondenzátorů páry
2. Přehled a srovnání vztahů určených pro výpočty kondenzátorů páry
3. Sestavení výpočtového postupu kondenzátoru páry
4. Aplikace výpočtových metod a výpočtového postupu kondenzátorů na reálný případ

Seznam odborné literatury:

- [1] Kakac, S.; Boilers, evaporators and condensers, John Wiley and Sons, 1991
- [2] HEWITT, G.F., Process Heat Transfer. New York : Begall House, Inc., 1994.
- [3] HEWITT, G.F., Heat Exchanger Design Handbook. Begell House, Inc., New York, 1998.

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 28.11.2012

L.S.

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá výpočtovými postupy pro určení součinitele přestupu tepla u kondenzátorů páry. V první části je uveden základní přehled průmyslově využívaných kondenzátorů páry a možný postup pro výběr vhodného typu trubkového kondenzátoru. V další části jsou popsány typy kondenzace a výpočtové vztahy pro určení součinitele přestupu tepla pro různé geometrie trubkových kondenzátorů. V závěrečné části je proveden praktický výpočet kondenzátoru pomocí programu Maple s využitím výše uvedených vztahů. Výsledky získané tímto výpočtem jsou pak porovnány s výsledky získanými profesionálními výpočtovými softwary Chemcad a HTRI.

Abstract

This thesis deals with the calculation procedures for determining the heat transfer coefficient for steam condensers. The first section provides a basic overview for industrial steam condensers and possible procedure for selecting the appropriate type of tube condenser. The next section describes the types of condensation and equations for determining the heat transfer coefficient for various geometries of tubular condensers. In the final section there is performed practical calculation of condenser in Maple software using the above relations. The results obtained in this calculation are compared with the results obtained by professional computational software Chemcad and HTRI.

Klíčová slova

Kondenzátor páry, kondenzace, součinitel přestupu tepla, HTRI, ChemCad, Maple

Keywords

Steam condenser, condensation, heat transfer coefficient, HTRI, ChemCad, Maple

Bibliografická citace

MIFEK, R. *Výpočty kondenzátorů páry*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 66 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „*Výpočty kondenzátorů páry*“ vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 23. května 2013

.....

Bc. Roman Mífek

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval Ing. Bohuslavu Kilkovskému, Ph.D. za podnětné rady a připomínky při vypracovávání diplomové práce. Děkuji také za vstřícný přístup, trpělivost a čas, který mi věnoval.

Obsah

Obsah	8
Seznam symbolů.....	10
Seznam řeckých symbolů	12
Seznam indexů.....	12
1 Úvod	13
2 Typy kondenzátorů.....	14
2.1 Kondenzátory s přímým kontaktem médií	14
2.2 Kondenzátory s oddělenými médii.....	15
2.2.1 Vzduchové kondenzátory	15
2.2.2 Deskové kondenzátory	16
2.2.3 Trubkové kondenzátory	17
2.2.4 Vícezónové kondenzátory	21
3 Výběr vhodného typu kondenzátoru	22
4 Kondenzace	25
4.1 Kategorie kondenzace	25
4.2 Typy kondenzace.....	26
4.2.1 Filmová kondenzace	26
4.2.2 Homogenní kondenzace	26
4.2.3 Kapková kondenzace	27
4.2.4 Kondenzace nemísitelných kapalin	27
4.2.5 Kondenzace přímým kontaktem.....	27
4.3 Kondenzace čisté složky	27
4.4 Kondenzace vícesložkových směsí	29
4.4.1 Rovnovážné metody	30
4.4.2 Nerovnovážné metody	33
4.4.3 Vztah mezi rovnovážnými a nerovnovážnými metodami	35
5 Výpočet součinitele přestupu tepla kondenzátoru.....	36
5.1 Filmová kondenzace (Nusseltova teorie)	36
5.1.1 Kondenzace na vertikální rovné stěně	37
5.1.2 Kondenzace na vertikálních trubkách.....	38
5.1.3 Kondenzace na horizontálních trubkách.....	39

5.1.4 Modifikace Nusseltovy teorie.....	41
5.2 Turbulence ve filmu kondenzátu	42
5.2.1 Kondenzace na vertikální stěně a trubkách	42
5.2.2 Kondenzace na horizontálních trubkách.....	43
5.3 Vliv smykového napětí.....	43
5.3.1 Kondenzace na vertikální stěně a trubkách	43
5.3.2 Kondenzace na vnějším povrchu horizontálních trubek.....	44
5.4 Kondenzace uvnitř trubek	45
5.4.1 Kondenzace uvnitř vertikálních trubek.....	45
5.4.2 Kondenzace uvnitř horizontálních trubek	46
6 Praktická aplikace získaných poznatků	50
6.1 Zadání problému.....	50
6.2 Výběr vhodného typu kondenzátoru	50
6.3 Použitý software při řešení zadaného problému.....	50
6.3.1 Maple	50
6.3.2 CHEMCAD	51
6.3.3 HTRI Xchanger Suite	52
6.4 Výběr výpočtových postupů.....	52
6.5 Řešení zadaného problému.....	55
6.5.1 Získání kondenzační křivky.....	55
6.5.2 Vlastní řešení problému.....	58
6.5.3 Ověření výsledků programem HTRI	59
6.5.4 Vyhodnocení dosažených výsledků.....	61
7 Závěr	63
Seznam použité literatury	64
Seznam příloh.....	66

Seznam symbolů

Veličina	Název veličiny	Jednotka
a	poměr citelného a vodivostního tepelného toku	[-]
A	teplosměnná plocha	$[m^2]$
A_f	průřez profilu toku	$[m^2]$
c	měrná tepelná kapacita	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
D	průměr trubky	$[m]$
g	gravitační konstanta	$[m.s^{-2}]$
G	hmotnostní tok na jednotku tloušťky filmu	$[kg.m^{-1}.s^{-1}]$
h	součinitel přestupu tepla	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
k	tepelná vodivost	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
L	délka trubky	$[m]$
Le	Lewisovo číslo	[-]
m	hmotnost	$[kg]$
N	počet trubek	[-]
Nu	Nusseltovo číslo	[-]
p	tlak	$[Pa]$
Pr	Prandtlovo číslo	[-]
q	tepelný tok	$[W]$
Q	teplo	$[J]$
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
R_f	součinitel zanášení	$[m^2.K.W^{-1}]$
T	teplota	$[K]$
ΔT_M	střední teplotní rozdíl na daném intervalu	$[K]$
U	součinitel prostupu tepla	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
v	rychlost toku	$[m.s^{-1}]$
W	hmotnostní tok	$[kg.s^{-1}]$
x	hmotnostní zlomek páry (poměrná suchost)	[-]
X_{tt}	Lockhart-Martinelliho parametr	[-]
Δh_{vf}	molární latentní teplo při teplotě fázového rozhraní	$[J.mol^{-1}]$

n_T	molární tok kondenzující složky	$[\text{mol.s}^{-1}]$
n_i''	měrný molární tok kondenzace	$[\text{mol. m}^{-2}.\text{s}^{-1}]$
Z_{eq}	podíl tepelného toku páry a celkového tepelného toku při použití rovnovážné metody	$[-]$
Z_f	podíl tepelného toku páry a celkového tepelného toku při použití nerovnovážné metody	$[-]$

Seznam řeckých symbolů

Veličina	Název veličiny	Jednotka
δ	tloušťka filmu kondenzátu	[m]
γ	podíl citelného tepla páry Q_s a celkového množství tepla Q_o	[-]
ε	chyba v součiniteli přestupu tepla u rovnovážné metody oproti nerovnovážné	[-]
λ	výparné teplo	[J.kg ⁻¹]
μ	dynamická viskozita	[kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]
π	Ludolfovo číslo	[-]
ρ	hustota	[kg.m ⁻³]
τ	smykové napětí	[N.m ⁻²]
φ	násobitel závislý na tlakové ztrátě	[-]
Γ	hmotnostní tok kondenzátu na jednotku šířky povrchu	[kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]

Seznam indexů

index	význam
1	vstup
2	výstup
c	chladný (cold)
g	pára
h	horký (hot)
i	rozhraní (interface)
L	kapalná fáze (liquid)
o	vnější (outer)
s	citelný (sensible)
T	celkový (total)
v	parní fáze (vapor)
w	stěna (wall)
x	pozice

1 Úvod

Kondenzátory páry jsou výměníky tepla, ve kterých dochází k fázové přeměně (kondenzaci) jednoho média. Teplo vzniklé kondenzací horkého média je odváděno chladicím médiem.

Kondenzátory páry jsou využívány při řadě operací v energetickém, chemickém, petrochemickém, potravinářském aj. průmyslu. Mezi některé nejdůležitější operace, využívající kondenzátory páry, patří destilace, chlazení nebo výroba elektrické energie. Prakticky každá destilační kolona využívá kondenzátor pro zkapalnění výstupního parního proudu, využitelného jako produkt nebo reflux. Při chladicích operacích kondenzátory zkapalňují vysokotlaké páry chladiva, vystupující z kompresoru. V energetice slouží kondenzátory ke zkapalnění páry na výstupu z parní turbíny. Při výrobě čpavku nebo metanolu kondenzátory odstraňují kapalinu vzniklou syntézou plynů. [1, 2, 3]

Pro správný návrh kondenzátoru je třeba využít navržené a experimentálně ověřené výpočtové postupy, které jsou popsány v odborné literatuře. V diplomové práci budou popsány základní výpočty, které slouží k popisu přestupu tepla při kondenzaci. Pomocí těchto výpočtů je možné dosažení dobré shody se skutečnými výsledky ve většině praktických aplikací.

Úvodem této práce bude proveden přehled běžně využívaných typů kondenzátorů a jejich specifik. V další části bude ukázán možný postup volby vhodného typu kondenzátoru a kritéria uplatňovaná v procesu výběru. V závěru budou uvedené výpočtové postupy aplikovány na konkrétní průmyslový případ.

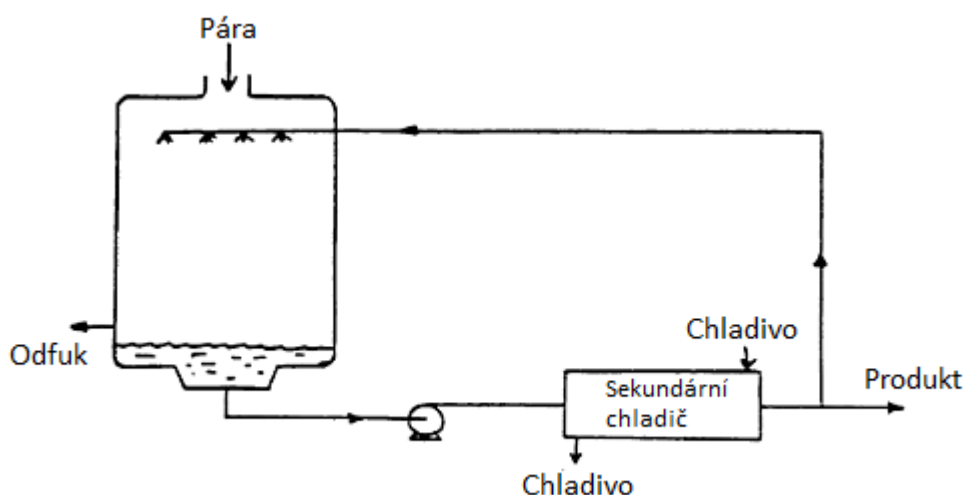
2 Typy kondenzátorů

Kondenzátory lze rozdělit do dvou hlavních typů: kondenzátory s oddělenými médii a kondenzátory s přímým kontaktem médií. Kondenzátory s oddělenými médii lze rozdělit na vzduchové, trubkové nebo deskové. [1, 3, 4]

2.1 Kondenzátory s přímým kontaktem médií

Tento typ kondenzátorů je návrhově jednoduchý a poměrně levný, možnosti jeho použití jsou však omezené protože v něm dochází k mísení kondenzátu a chladiva. Mezi jeho výhody také patří vysoká odolnost vůči zanášení a velký součinitel přestupu tepla. Obecně existují tři hlavní typy kondenzátorů s přímým kontaktem médií:[3, 4]

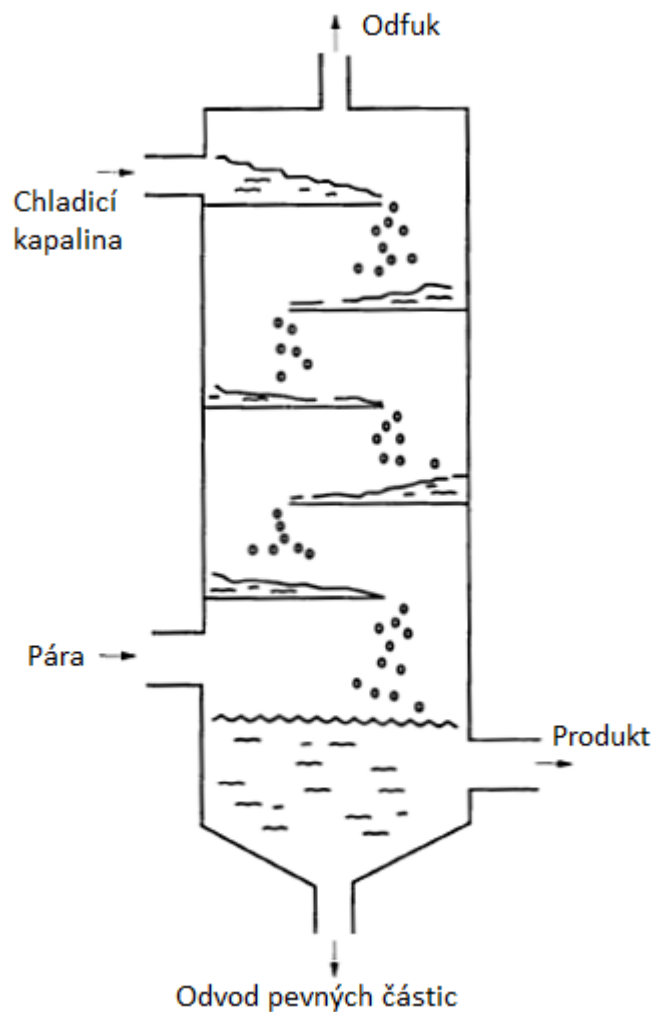
Nejběžnějším typem je **kondenzátor s rozprašováním** kapalného chladného média do proudu páry (obr. 2.1). Tento typ je často používán při kondenzaci vodní páry za použití vody jako chladiva. Rozprašovací kondenzátor musí používat čisté chladicí médium, aby nedocházelo k zanášení rozprašovacích trysek.



Obr.2.1: Rozprašovací kondenzátor se sekundárním chladičem [3]

Pro použití znečištěného chladicího média je vhodný „**Tray Condenser**“, což je principiálně patrová kolona (obr. 2.2). Chladicí médium stéká po patrech dolů a proti němu zezdola proudí pára. Tento způsob má také výhodu ve využití protiproudého toku. Variantou tohoto typu je náplňová kolona, kde chladicí médium stéká přes náplň a proti němu zezdola proudí pára.[2, 3]

Posledním typem je „**Pool Condenser**“, v němž je kontakt médií vyřešen vstřikováním páry do nádrže s kapalným chladným médiem. Takto lze řešit i ohřev procesního média. Mezi problémy tohoto typu patří nebezpečí rázů při zániku velkých bublin nebo stékání kondenzátu do vstupních trysek páry. Rizika lze omezit konstrukčními úpravami.[2]



Obr.2.2: Kolonový kondenzátor [3]

2.2 Kondenzátory s oddělenými médii

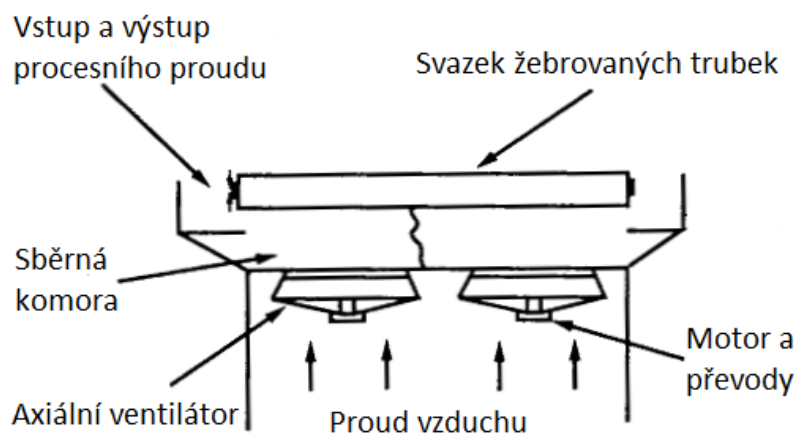
Jedná se o kondenzátory, ve kterých nedochází k vzájemnému styku procesních médií.

2.2.1 Vzduchové kondenzátory

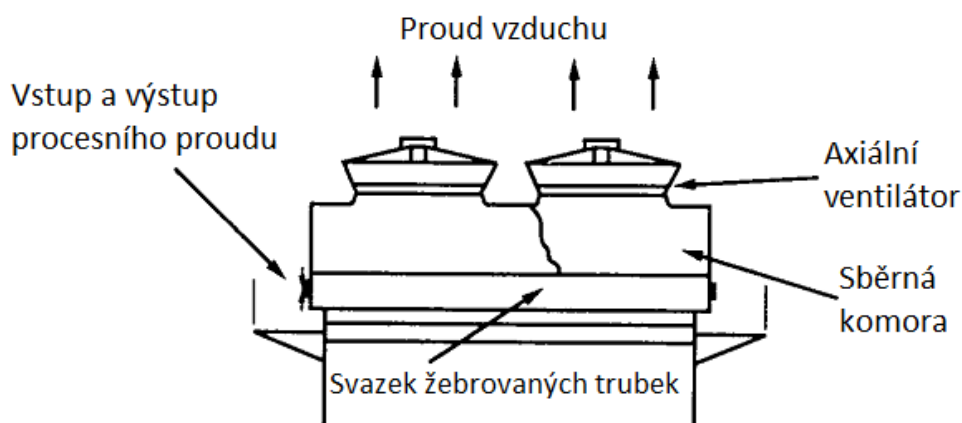
Ve vzduchových kondenzátorech dochází ke kondenzaci parního média uvnitř trubek, které jsou ochlazovány proudícím vzduchem. Trubky bývají zvnějšku zpravidla opatřeny příčným žebrováním z důvodu nízkého součinitele přestupu tepla vzduchu. Proudění vzduchu je zajišťováno ventilátory umístěnými pod (výtlačný, obr. 2.3) nebo nad (sací, obr. 2.4) vodorovně umístěným svazkem trubek.

Vzduchové kondenzátory se používají tam, kde není k dispozici zdroj chladicího média (vody). Lze je také ekonomicky využít v případě, kdy kondenzace nastává při teplotě alespoň o 20°C vyšší než okolní teplota.

Nevýhodou tohoto typu jsou velké rozměry, hlučnost a problémy se zamrzáním v chladných klimatických oblastech. Přesto je tento typ velmi často využíván v rafinériích ropy, v chemických a petrochemických závodech. [1, 3, 4]



Obr.2.3: Vzduchový kondenzátor - výtlačné provedení [3]



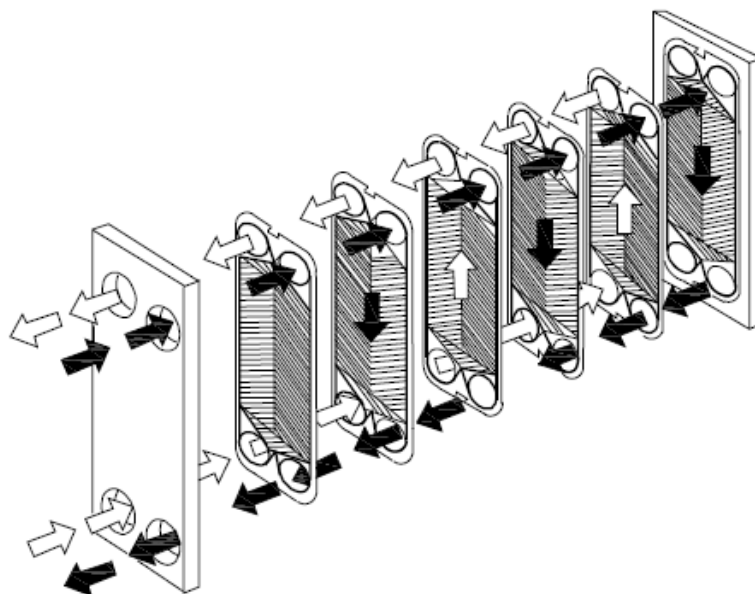
Obr.2.4: Vzduchový kondenzátor - sací provedení [3]

2.2.2 Deskové kondenzátory

Existují tři hlavní typy deskových výměníků: s hladkými deskami, s profilovanými deskami a spirálové.

Tepelný výměník s **hladkými deskami** je využíván především pro jednofázové toky, pro funkci kondenzátoru není zcela vhodný.

Výměník s **profilovanými deskami** (obr. 2.5) má velký měrný povrch, proto se hodí pro média s malou teplotní diferencí. Tlaková ztráta tohoto typu je vysoká. Výměník může být zapojen jako souprůdný nebo protiprůdný. Při použití jako kondenzátoru je nutné zajistit rovnoměrné rozložení toku chladiva.[3, 4]



Obr.2.5: Kondenzátor s profilovanými deskami [2]

Spirálové výměníky s křížovým tokem jsou kompaktní a lze v nich použít i znečištěná média. Jsou však poměrně nákladné. Při zapojení jako kondenzátor je pára přivedena do mezispirálového prostoru, ve spirále proudí chladivo.[4]

2.2.3 Trubkové kondenzátory

Trubkové kondenzátory jsou nejrozšířenějším typem kondenzátorů. Jsou tvořeny kruhovým svazkem trubek, umístěných ve válcovém plášti. Trubkový svazek je pevně uchycen v trubkovnici. Na svazku jsou příčně umístěny segmentové přepážky. Ty jednak podpírají trubky a zabraňují jejich chvění, jednak usměrňují tok média a prodlužují jeho dráhu. Tím zvyšují intenzitu přenosu tepla.

Existuje mnoho různých konstrukcí trubkových kondenzátorů, které jsou popsány ve standardech TEMA pro trubkové tepelné výměníky. Zde budou uvedeny základní konfigurace trubkových kondenzátorů.[1, 3, 4]

Horizontální trubkový kondenzátor (kondenzace v plášti)

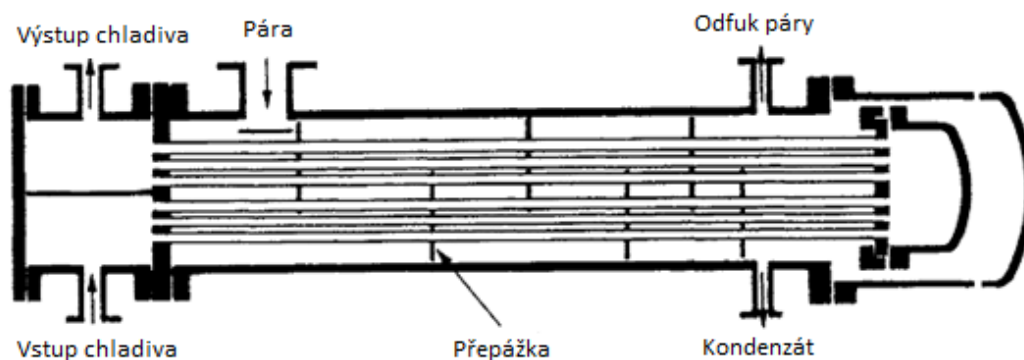
V tomto typu kondenzátoru (obr. 2.6) cirkuluje chladivo uvnitř trubek. Ke kondenzaci páry dochází na vnějším povrchu trubek, kde vzniká vrstva kondenzátu. Ten stéká na dno, kde je poté odváděn pryč. Mezi přepážkami a pláštěm musí být ponechán volný prostor, aby nedocházelo k akumulaci kondenzátu. Jiné řešení je pootočení přepážek. Kondenzátor musí být vybaven odfukem, který odvádí nezkondenzované inertní plyny. Ty při vyšší koncentraci výrazně snižují součinitel přestupu tepla a snižují výkon zařízení. Vstupující proud páry o vysoké rychlosti a teplotě má korozivní účinky. Proto je kondenzátor na vstupu vybaven rozrážecí deskou, která zabraňuje přímému styku vstupujícího proudu páry a trubek.[1, 4]

Horizontální trubkový kondenzátor (kondenzace v trubkách)

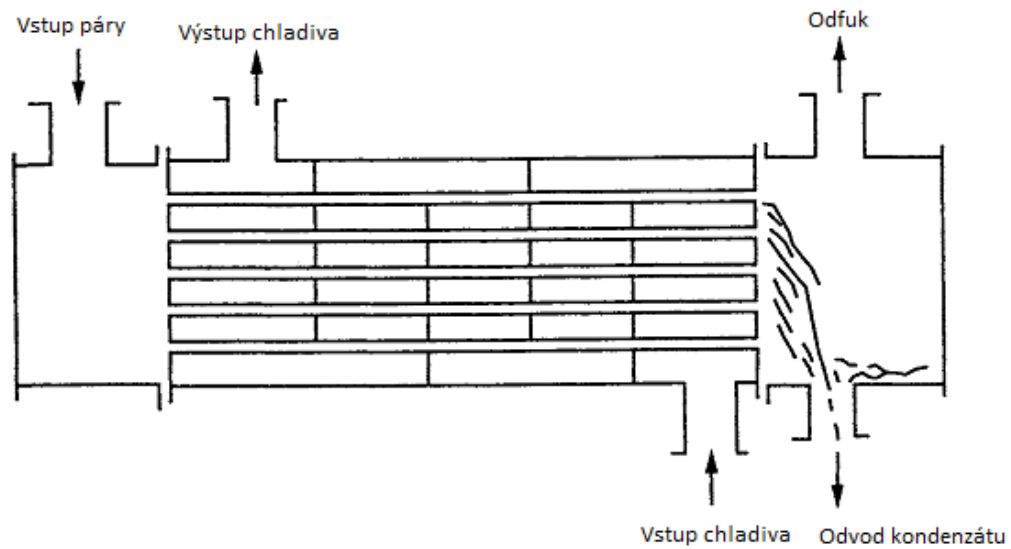
Tento typ je používán ke kondenzaci vysokotlakých a (nebo) korozivních parních médií. Je také součástí termosifonových vařáků, v nichž je horkým médiem pára nebo kondenzující procesní proud. Tento kondenzátor může být jednochodý (obr.2.7) nebo vícechodý (obvykle dvouchodý). U vícechodých typů existuje riziko nerovnoměrného rozdělení toku kondenzátu a páry. Pak dochází ke snížení výkonu a ztrátám páry odfukem.[1, 4]

Vertikální trubkový kondenzátor (kondenzace v plášti)

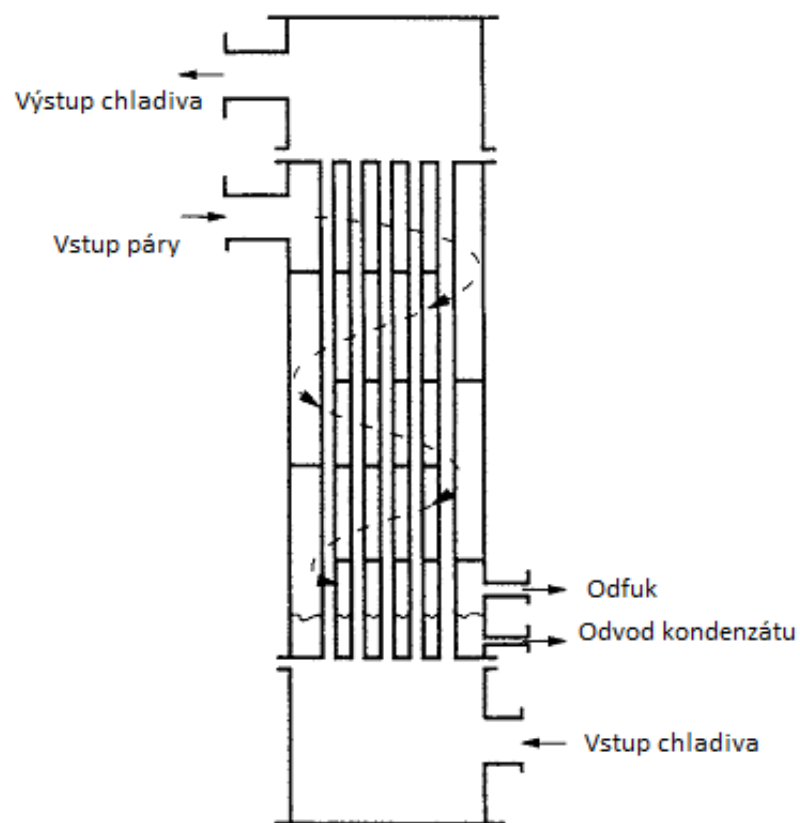
V tomto typu kondenzátoru (obr. 2.8) opět proudí chladivo v trubkách a na jejich vnějším povrchu probíhá kondenzace. Kondenzát rychle stéká dolů a zanechává na povrchu trubek jen slabou vrstvu, což přispívá k vysokému součiniteli přestupu tepla. Čištění trubek je obtížnější než u horizontálního typu, proto by nemělo být používáno zanášivé chladicí médium. Odfuk je u tohoto typu umístěn u dna, ale nad úrovní hladiny kondenzátu.[1, 4]



Obr.2.6: Horizontální trubkový kondenzátor [1]



Obr.2.7: Horizontální jednochodý trubkový kondenzátor s kondenzací v trubkách [1]



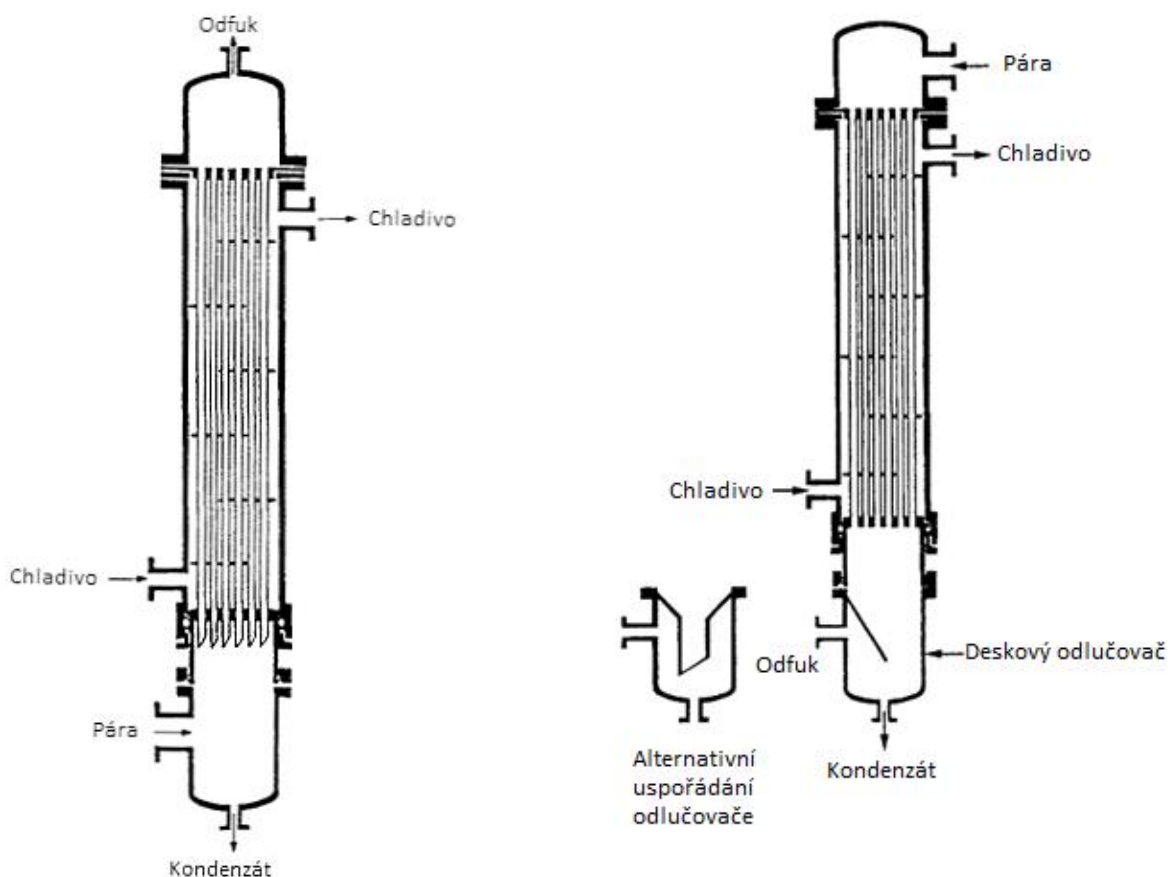
Obr. 2.8: Vertikální jednochodý trubkový kondenzátor [1]

Vertikální trubkový kondenzátor (kondenzace v trubkách)

Existují dvě konfigurace tohoto typu: se stejnosměrným tokem páry a kapaliny, nebo s protisměrným tokem.

První typ (obr 2.9 a)) je často využíván v chemickém průmyslu. Bývá vybaven pevnou nebo plovoucí hlavou. Spodní hlava je dimenzována na akumulaci kondenzátu, který je odváděn ve spodní části. Nad úrovní hladiny je umístěný odfuk. Kondenzátor je opatřen odlučovačem, který zabráňuje úniku kondenzátu odfukem. Kondenzát stéká v trubkách ve formě prstencového toku. U vícesložkových směsí toto uspořádání podporuje kondenzaci lehkých složek. Nevýhodou kondenzátoru je, že chladivo, které je obecně více zanášivé, proudí v plášti. [1, 4]

Druhý typ (obr. 2.9 b)) je také nazýván recyklový kondenzátor. Typické použití je v destilačních procesech, při separaci malých množství lehkých složek z parní směsi. Těžké složky kondenzují a stékají dolů, zatímco lehké složky, které zůstávají v parní fázi, unikají odfukem. Část kondenzátu je pak využita jako reflux. Rychlost proudění páry musí být dostatečně nízká, aby nedošlo ke strhávání stékajícího kondenzátu, tzv. zaplavení. Tím je také omezen výkon kondenzátoru. Problém se zanášivým chladivem je stejný jako u předchozího typu.



Obr. 2.9: a) vertikální trubkový kondenzátor se stejnosměrným tokem (vlevo),
b) vertikální trubkový kondenzátor s protisměrným tokem (vpravo)

2.2.4 Vícezónové kondenzátory

Jsou to obecně kondenzátory, které mají oddělenou zónu kondenzace, dále zónu chlazení přehřáté páry (*desuperheating*) a případně zónu dochlazování kondenzátu. Běžné vícezónové kondenzátory jsou konstruovány jako trubkové vertikální nebo horizontální. Průběh teploty kondenzátu je znázorněn na obr. 2.10.

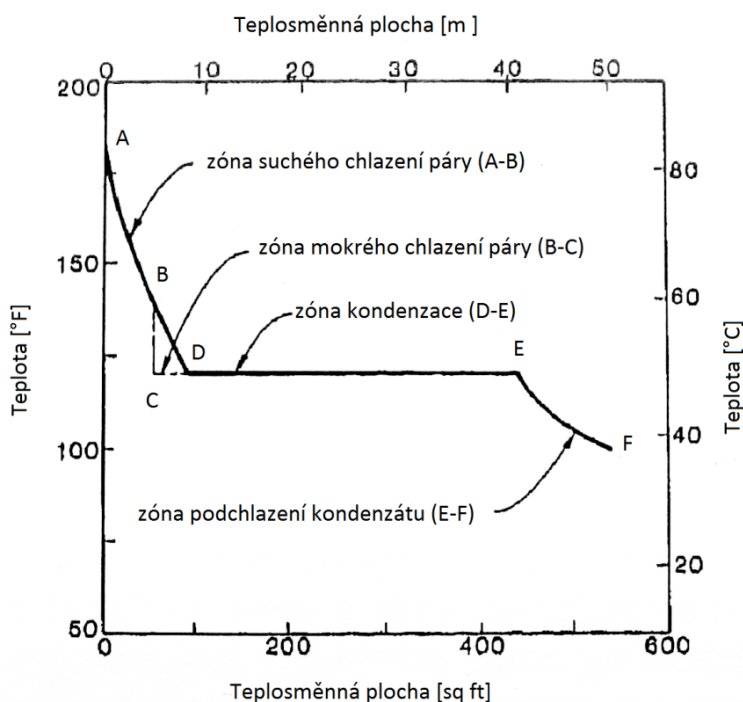
V zóně chlazení páry dochází ke snižování její teploty až na teplotu sytosti. Tuto zónu lze rozdělit na suchou a mokrou.[5]

V suché zóně je přenos tepla zajišťován nucenou konvekcí a nedochází k tvorbě kondenzátu. Proto je nutné, aby teplosměnný povrch měl teplotu vyšší než je teplota rosného bodu chlazené páry. Aby bylo zaručeno, že nedojde kondenzaci, musí mít pára na výstupu ze zóny suchého chlazení teplotu vyšší než je teplota syté páry. Zónu suchého chlazení není u některých výměníků konstrukčně možná (např. dvojchodé horizontální výměníky).[5]

V mokré zóně dochází k chlazení páry a současně i ke kondenzaci. Tuto zónu mají všechny kondenzátory přehřáté páry. Na teplosměnné ploše se tvoří vrstva kondenzátu.

V zóně kondenzace dochází pouze k odebrání výparného tepla syté páry, její teplota se nemění (platí pouze pro jednosložkovou látku).

V zóně podchlazení kondenzátu dochází ke snižování teploty kondenzátu pod bod varu. Způsob přenosu tepla může být přirozená nebo nucená konvekce. Přenos tepla je možné jej ovlivnit konstrukčním řešením (například počet a orientace přepážek).



Obr. 2.10: Křivka rozložení teplot pro kondenzující jednosložkové médium. Teplota kondenzujícího média (propan) v závislosti na teplosměnném povrchu kondenzátoru se zónami suchého a mokrého chlazení páry.[5]

3 Výběr vhodného typu kondenzátoru

V praxi je využívána celá řada konfigurací kondenzátorů páry a volba vhodného typu není jednoduchá. Do určité míry je výběr ovlivněn zavedenou praxí v daném průmyslovém odvětví. Definice exaktních kritérií výběru je problematická z důvodu komplexnosti řešených zadání. Zkušenosti návrháře jsou významný faktor, který nelze nahradit obecnými kritérii. Přesto existují obecná vodítka, kterými lze získat základní orientaci. Proces výběru lze rozložit do řady navazujících bodů, tak jak jsou uvedeny dále.[3]

1. *Je chladicí médium utilita nebo procesní proud?*

Kdykoli je to možné, je snahou využít teplo uvolněné při kondenzaci k ohřátí jiného procesního proudu. Teplo uvolněné utilitou do okolního prostředí je nenávratně ztraceno.

2. *Je k dispozici chladicí voda za přijatelné náklady?*

Vodní chlazení je obecně ekonomičtější než chlazení vzduchem, zvláště je-li požadováno těsné teplotní přiblížení obou médií.

3. *Je možné použití deskového výměníku?*

Deskové výměníky jsou, díky své modulární konstrukci obecně levnější než jiné typy (především trubkové výměníky). Nevýhodou je poměrně velká tlaková ztráta, nehodí se pro nízkotlaká parní média. Také nejsou vhodné pro média o vysoké teplotě a tlaku, nebo hořlavá média (nebezpečí průsaku).

4. *Je kapalně médium čisté a je požadováno blízké teplotní přiblížení?*

V tomto případě lze zvážit použití deskového výměníku s profilovanými deskami. Typické využití je v kryogenních procesech, kde je výhodou malá teplotní difference výměníku, což snižuje potřebný výkon kompresorů. Pro běžné použití jsou však tyto výměníky příliš choulostivé a nákladné.

5. *Je kondenzující médium znečištěné nebo korozivní?*

Pokud ano, je řešením použití kondenzátoru s přímým stykem médií (směšovací kondenzátor). V opačném případě je použit klasický trubkový výměník. Směšovací kondenzátory jsou jednoduché a levné a v řadě aplikací dokážou nahradit trubkové.

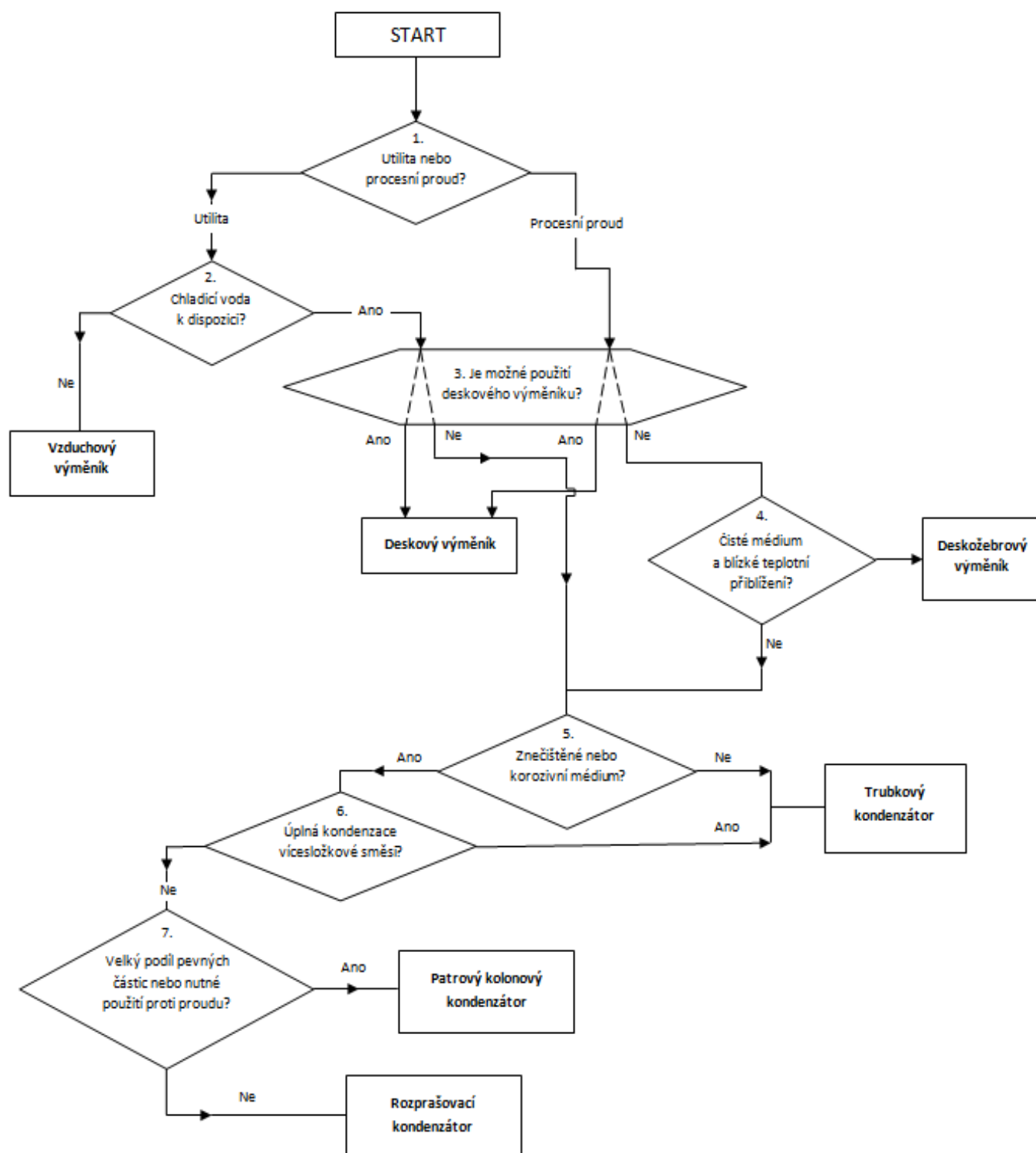
6. *Je požadována úplná kondenzace vícesložkové směsi?*

Opět je nezbytné použití trubkového výměníku i v případě korozivnosti média.

7. *Obsahují páry velký podíl pevných částic nebo je vyžadováno použití protiproudu?*

Potom by měl být použit patrový kolonový kondenzátor, přes svoji nižší účinnost oproti sprchovému kondenzátoru.

Tento postup výběru je znázorněn diagramem na obr. 3.1.



Obr. 3.1: Diagram výběru typu kondenzátoru [3]

Další otázky se již vztahují k výběru vhodného typu trubkového výměníku.

8. *Je požadován recykl?*

Nejvhodnější je použití vertikálního kondenzátoru s kondenzací v trubkách.

9. *Je vyžadována horizontální orientace kondenzátoru?*

Přestože vertikální kondenzátory mají lepší součinitele přestupu tepla, jsou z prostorových důvodů preferovány kondenzátory horizontální.

10. *Je kondenzát vysokotlaký nebo korozivní?*

Pokud ano, je vhodné použít typ s kondenzací v trubkách.

11. *Je vyžadována nízká tlaková ztráta páry?*

Je zapotřebí bližší posouzení zvažovaných typů.

12. *Je vyžadován protiproudý tok při horizontální orientaci?*

Výhodnou volbou je horizontální výměník s tyčovými přepážkami, který má zároveň i nízkou tlakovou ztrátu.

13. *Probíhá kondenzace v širokém pásmu teplot nebo médium obsahuje vysoký podíl nekondenzovatelné složky?*

Pro splnění těchto podmínek (účinný odfuk, zároveň nízká tlaková ztráta a horizontální orientace) nejlépe vyhovuje horizontální výměník s pláštěm typu J (podle TEMA). V opačném případě lze využít horizontální výměník s křížovým tokem (plášť typu X). [3]

4 Kondenzace

Kondenzace je fyzikální děj, kterým dochází ke změně plynného skupenství na kapalné. Aby ke kondenzaci došlo, je nutné odebrat syté páře tzv. výparné teplo pomocí chladicího média. Teplota ochlazení musí být nižší než je teplota syté páry při stejném celkovém, respektive parciálním tlaku pokud se jedná o směs par a plynů. Děj kondenzace čisté látky je za konstantního tlaku izotermický.[3, 6]

4.1 Kategorie kondenzace

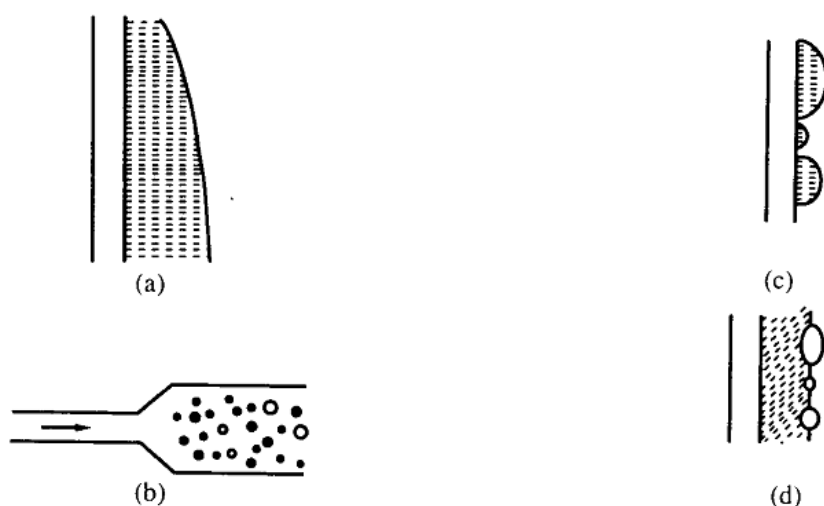
Kondenzaci můžeme dělit do kategorií podle typu kondenzujícího média, geometrie kondenzátoru a umístění kondenzujícího média v kondenzátoru. V případě trubkových kondenzátorů, kterými se budeme v diplomové práci výhradně zabývat, může být rozdělení následující:[3]

- **Podle geometrie pláště**
 - Horizontální
 - Vertikální
 - Nakloněná
- **Podle místa kondenzace**
 - Uvnitř trubek
 - Vně trubek (v plášti)
- **Podle typu trubek**
 - Hladké
 - Žebrované
 - Rýhované
- **Podle rychlosti par**
 - Nízká rychlost (převládá gravitační působení)
 - Vysoká rychlost (převládá působení smykového napětí)
- **Podle typu látky**
 - Jednosložková kondenzace
 - Vícesložková kondenzace
 - Kondenzace za přítomnosti nekondenzovatelné složky
 - Kondenzace nemísitelných látek
- **Podle typu kondenzace**
 - Filmová
 - Homogenní

- Kapková
- Přímý kontakt

4.2 Typy kondenzace

Existují různé typy kondenzace - kapková, filmová (blánová), homogenní, nemísitelných kapalin a přímým kontaktem, které jsou znázorněny na (obr. 4.1) Jednotlivé typy budou popsány dále.[3]



Obr. 4.1: Typy kondenzace. (a) Filmová kondenzace; (b) homogenní kondenzace; (c) kapková kondenzace; (d) kondenzace nemísitelných kapalin. [3]

4.2.1 Filmová kondenzace

Filmová (blánová) kondenzace (obr. 4.1 (a)) nastává, pokud kondenzát je smáčivá kapalina, která na ochlazovaném povrchu vytvoří souvislou vrstvu (film, blánu). Povrch může tvořit rovná deska nebo vnitřní či vnější povrch trubky. Vlivem gravitace nebo smykového napětí film stéká a tím se udržuje jeho konstantní tloušťka. Při návrhu kondenzátorů je obvykle uvažováno právě s filmovou kondenzací, což bude případem i této práce.[3]

4.2.2 Homogenní kondenzace

Za jistých podmínek dochází ke kondenzaci uvnitř samotného objemu páry. Tento děj nastává tehdy, pokud dojde ke snížení tlaku nebo snížení teploty páry. Na obr. 4.1 (b) je ilustrován případ, kdy při změně průřezu potrubí dojde ke snížení tlaku a vytvoření nukleačních zárodků kondenzátu v objemu páry. Pro vytvoření těchto zárodků je nutné podchlazení páry. Známý případ je kondenzace v nízkotlakých částech parních turbín, kdy vznik drobných kapiček a jejich následné shlukování může způsobit erozi lopatek. Také v procesním průmyslu může být homogenní kondenzace problémem. Dochází k tvorbě

"mlhy" drobných kapiček kondenzátu, které je obtížné separovat. Ty pak unikají přes odfuk kondenzátoru a mohou způsobovat znečištění životního prostředí.[3]

4.2.3 Kapková kondenzace

Pokud je ochlazovací povrch kondenzátem nesmáčivý, dojde k vytvoření kapek, které jsou zpočátku stabilní, ale vlivem gravitace nebo smykového napětí se začnou pohybovat, shlukovat a narůstat (obr. 4.1 (c)). Nakonec kapky z povrchu stečou a na jejich místě začnou vznikat nové. Tento typ kondenzace má mnohem vyšší součinitele přestupu tepla než kondenzace filmová. Proto byly činěny pokusy podpořit tvorbu kapkové kondenzace. Vyvinuté metody byly založeny buď na přidávání aditiv do parního proudu, nebo speciální nesmáčivé povrchové úpravě teplosměnných povrchů (např. PTFE). Obecně však zatím nejsou příliš rozšířeny kvůli vysokým nákladům a malé životnosti úprav.[3]

4.2.4 Kondenzace nemísitelných kapalin

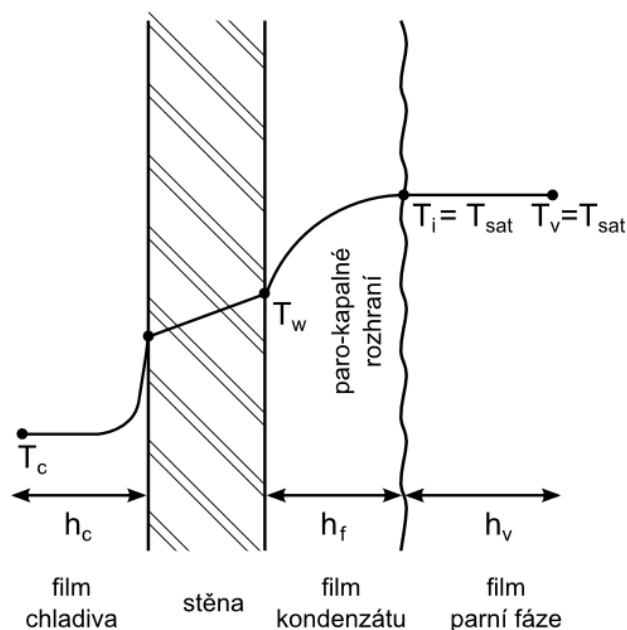
V určitých případech může pára zkondenzovat do dvou kapalných složek. To je případ směsi vodní páry a uhlovodíků. Na ochlazeném povrchu se vytvoří film jedné kapaliny a na jeho povrchu pak vznikají kapky druhé kapaliny (obr. (4.1 (d))). V jiných případech mohou na ochlazeném povrchu obě kapaliny tvořit pásy.[3]

4.2.5 Kondenzace přímým kontaktem

Tento typ kondenzace je analogií kondenzace homogenní. Je využíván ve směšovacích kondenzátorech. Chladicí médium je přímo vstřikováno (ve formě kapek nebo mlhy) do prostoru zaplněného objemem páry. Výhodou tohoto typu kondenzace je vysoký součinitel přestupu tepla. Dochází však ke smíšení chladiva a kondenzátu, což v praxi omezuje využití tohoto typu.[3]

4.3 Kondenzace čisté složky

Jedná se o nejjednodušší případ kondenzace. Uvažujme případ vertikální desky o teplotě T_w , která je v kontaktu s čistou parou o saturační teplotě T_v . Pára kondenzuje na stěně a tvoří tenký film kondenzátu (viz obr. 4.2), který volně stéká dolů působením gravitace.



Obr. 4.2: Průběh teplot při kondenzaci čisté složky

Celkový přenesený tok při kondenzaci čisté složky je dán vztahem:

$$q_o = h_{co}(T_w - T_c) = h_f(T_v - T_w) = U\Delta T_M \quad (1)$$

kde:

q_o – celkový přenesený tepelný tok, [W/m²]

h_{co} – součinitel přestupu tepla chladicího média vztažený k vnější ploše, [W/(m².K)]

h_f – součinitel přestupu tepla kondenzátu, [W/(m².K)]

T_c – teplota chladicího média, [°C]

T_v – teplota páry (mezifázového rozhraní), [°C]

T_w – teplota stěny, [°C]

U – součinitel prostupu tepla, [W/(m².K)]

ΔT_M – střední teplotní rozdíl na daném intervalu, [°C]

Součinitel prostupu tepla U je dán vztahem

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{co}} + R_f + \frac{1}{h_f} \quad (2)$$

kde:

$R_f = R_{fi} + R_{fo}$ – součinitel zanášení, [(m².K)/W]

Potřebnou plochu výměny tepla, respektive délku trubek získáme pomocí vztahu:

$$Q = AU\Delta T_M \quad (3)$$

kde:

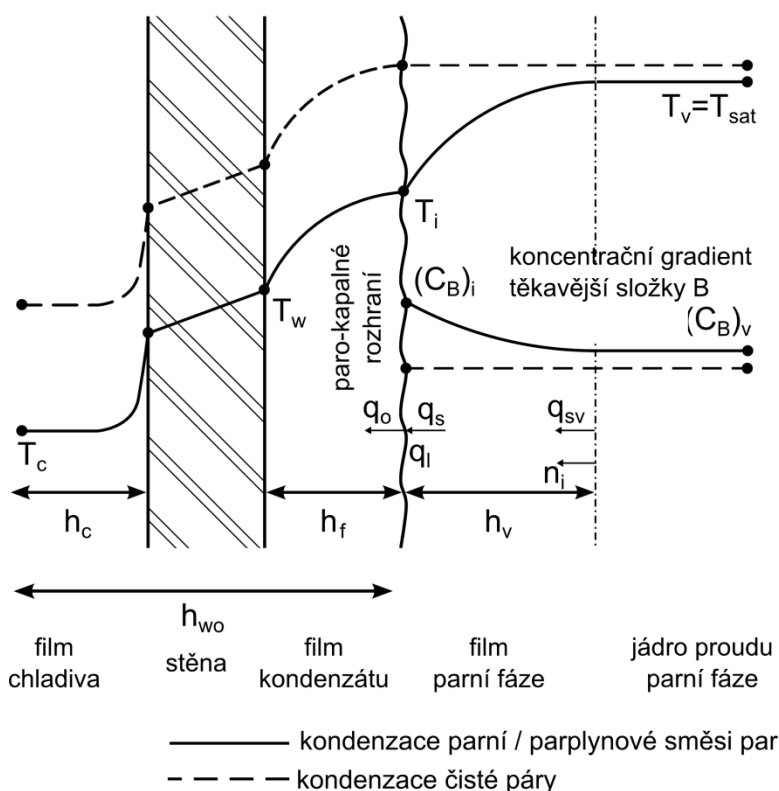
Q – tepelný tok, [W]

A – vnější povrch trubek, [m²]

Rovnice pro výpočet součinitele přestupu tepla na straně kondenzujícího média jsou uvedeny v kapitole 5.

4.4 Kondenzace vícesložkových směsí

V případě kondenzace vícesložkové směsi je situace mnohem složitější než při kondenzaci čisté složky. Rozdíl v průběhu teplot při kondenzaci čisté složky a vícesložkové směsi je znázorněn na obr. 4.3. Je zřejmé, že při kondenzaci vícesložkové směsi je nutno uvažovat s přidavným odporem parní fáze a také se zde uplatňuje přestup hmoty difúzí.

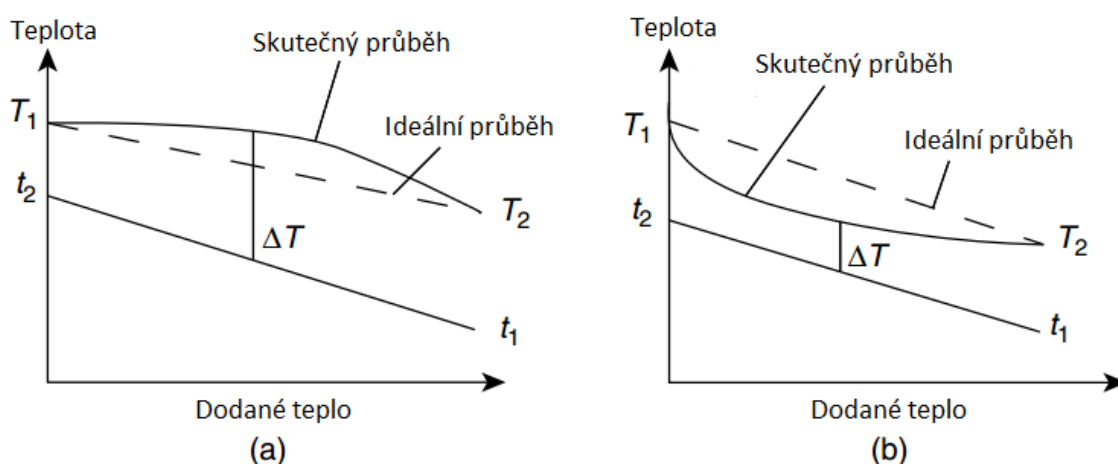


Obr. 4.3: Průběh teplot při kondenzaci vícesložkové směsi

Kondenzace par vícesložkových směsí se vyskytuje v celé řadě procesů. Analýza kondenzace směsí je značně obtížnější než u jednosložkových látek. To je způsobeno řadou specifik: [1]

- Kondenzace vícesložkových směsí je vždy neizotermní a rozsah kondenzačních teplot může být poměrně velký (desítky °C).

- Složení směsi se v různých částech kondenzátoru může měnit, kvůli rozdílným teplotám kondenzace jednotlivých složek. To ovlivňuje i fyzikální vlastnosti směsi.
- Křivka kondenzace může být značně nelineární, což komplikuje výpočet středního teplotního rozdílu (obr. 4.4).
- Termodynamická rovnováha existuje na rozhraní kapalina-pára, ne mezi jednotlivými složkami. Výpočty by měly být prováděny pro teplotu rovnováhy, která se však nedá určit.
- Složení směsi na mezifázovém rozhraní je odlišné od složení uvnitř masy (viz obr. 4.3). To je příčinou odporů proti přestupu tepla i hmoty v kapalně a plynné fázi. Pro výpočty je proto nutné znát, kromě součinitelů přestupu tepla, i součinitele přestupu hmoty.



Obr. 4.4: Skutečný teplotní rozdíl může být větší (a) nebo menší (b) než LMTD[2]

Kvůli složitostem a důležité roli difúze hmoty během kondenzace par je analýza těchto procesů mnohem komplexnější než při kondenzaci čisté látky. Proto jsou pro praktické návrhové výpočty využívány přibližné analytické metody. Ty lze rozdělit na rovnovážné metody a nerovnovážné, tzv. filmové metody. Nerovnovážná (filmová) metoda, na rozdíl od rovnovážné, uvažuje difúzi hmoty.

4.4.1 Rovnovážné metody

Rovnovážnou metodu nejprve popsal Silver [7], tento popis do prakticky použitelné formy upravili Bell a Ghaly [8]. Proto se tato metoda nazývá *Silverova metoda* nebo *metoda Bell-Ghaly*. Jak později ukázal McNaught [9], výsledky získané použitím tohoto postupu se mohou od skutečných značně lišit. Navrhl proto použití Ackermannova faktoru, popisujícího vliv přenosu hmoty [10] ke korekci součinitele přestupu tepla plynu.

Rovnovážné metody pracují s následujícími zjednodušujícími předpoklady [1]:

- Kapalná a parní fáze je v rovnovážném stavu při teplotě páry T_v , pro kterou jsou prováděny termodynamické výpočty.
- Vlastnosti kapalně a parní fáze jsou uvažovány pro rovnovážný stav za teploty T_v .

- Součinitel přestupu tepla pro přestup citelného tepla v parní fázi je uvažován pro stav, jakoby kondenzátorem proudila pouze parní fáze. Tento předpoklad způsobuje nadhodnocení skutečného tepelného odporu.
- Uvažuje se, že veškeré teplo (výparné a citelné) je přenášeno celou tloušťkou vrstvy kondenzátu. Tento předpoklad způsobuje mírné nadhodnocení skutečného tepelného odporu v kapalně fázi.
- Neuvažuje se s difúzí hmoty z jádra proudu k rozhraní.

První dva předpoklady jsou běžné i při výpočtech kondenzačních křivek. Ve skutečnosti nastává rovnovážný stav pouze na rozhraní kapalina–pára. Tyto předpoklady jsou přitom víceméně splněny v oblastech blízkých teplotních přiblížení chladného a horkého proudu, tedy tam, kde je návrh nejkritičtější.

Třetí předpoklad je jádrem metody Bell-Ghaly. Tento předpoklad způsobuje nadhodnocení skutečného tepelného odporu, protože součinitele přestupu tepla pro dvoufázový tok jsou obvykle mnohem vyšší než pro parní fázi. Předpokládá se, že toto nadhodnocení bude přibližně kompenzovat chybu vzniklou zanedbáním odporu při přestupu hmoty.

Čtvrtý předpoklad konzervativně ošetřuje podmínky přestupu tepla uvnitř vrstvy kondenzátu a způsobuje mírné nadhodnocení skutečného tepelného odporu v kapalně fázi.[8]

U metody Bell-Ghaly [7] je součinitel prostupu tepla ze směsi páry do chladicího média uveden ve tvaru:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{co}} + R_f + \frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_v^*} \gamma \quad (4)$$

kde h_{co} je součinitel přestupu tepla chladicího média vztažený k vnější ploše, R_f je tepelný odpor stěny a zanášení, a h_f je efektivní součinitel přestupu tepla na straně kondenzace, který zahrnuje tepelný odpor přes film kondenzátu a také citelné ochlazení plynu. Součinitel γ vyjadřuje podíl citelného tepla páry Q_s a celkového množství tepla Q_o vyměněného v daném intervalu. h_v^* je korigovaný součinitel přestupu tepla páry, který je určen vztahem:

$$h_v^* = h_v \frac{a}{e^a - 1} \quad (5)$$

Zlomek vyjadřuje Ackermannovu korekci zavedenou McNaughtem.

V tomto zlomku je poměr citelného a vodivostního tepelného toku:

$$a = \frac{\sum_{i=1}^n n_i'' c_{pv,i}}{h_v} \quad (6)$$

kde:

n_i'' – molární tok kondenzace, [mol/(m².s)]

$c_{pv,i}$ – molární tepelná kapacita páry, [J/mol.K]

h_v – součinitel přestupu páry, [W/(m².K)]

Hodnota citelného tepelného toku páry je dána pouze přírůstkem citelného tepelného toku q_{sv} (viz obr. 4.3) a je určena jako součin množství páry, její tepelné kapacity a změny teploty v daném intervalu:

$$q_s = q_{sv} = m_v c_{pv} \Delta T \quad (7)$$

Hodnota celkového tepelného toku q_o je dána součtem citelného tepelného toku q_s a latentního tepla q_l a určí se z kondenzační křivky.

Dále platí rovnost:

$$q_o = U(T_v - T_c) = h_{wo}(T_i - T_c) \quad (8)$$

kde:

h_{wo} – součinitel přestupu tepla chladicího média, stěny, zanášení a kondenzátu, vztažený k vnější ploše, [W/(m².K)]

T_i – teplota rozhraní, [°C]

Uvedené vztahy platí dobře pro oblast, kde je pára přivedena na mezi sytosti. Pro oblast přehřáté páry navrhnul modifikaci výpočtu McNaught [11]. Další modifikaci rovnovážné metody provedl Webb a Kim [12]. Tato modifikace umožňuje počítat kondenzaci nemísitelných kapalin.

Celková teplosměnná plocha kondenzátoru pak může být získána integrací vztahu:

$$A_t = \int \frac{dQ}{q_o} \quad (9)$$

Při praktických výpočtech je však tato rovnice nahrazena diferenční rovnicí ve tvaru:

$$A_t = \sum_{j=1}^N \frac{\Delta Q_i}{U_j \Delta T_M} \quad (10)$$

kde j značí číslo intervalu.

Abychom mohli tento výraz použít, je nutné znát kondenzační křivku, která reprezentuje termodynamické změny horkého média při poklesu z teploty T_1 na teplotu T_2 . Kondenzační křivka je dělena na úseky (zóny) s konstantními středními parametry. Dělení na úseky se obvykle provádí pomocí entalpických nebo teplotních řezů. Je doporučováno křivku rozdělit alespoň na 5 úseků [1, 2]. V jednotlivých zónách je z aktuálních parametrů prováděn

výpočet plochy výměny tepla. Pokud je při výpočtu nutno zohlednit geometrické uspořádání kondenzátoru, jako je vícechodé uspořádání, křížový tok atd., je možné to učinit v podstatě dvěma způsoby:

- Rozdělením na trojdimenzionální pole (přístup používaný v komerčních softwarech, např. HTRI).
- Použitím korekčního faktoru F . Pro výpočet pak uvažujeme protiproudé uspořádání a korekčním faktorem upravujeme velikost hnací síly (střední teplotní rozdíl).

Existují dva druhy výpočtů kondenzačních křivek: **diferenciální** a **integrální**. [2]

Integrální kondenzace předpokládá, že pára a kondenzát jsou stále v kontaktu, je mezi nimi zachován rovnovážný stav. Příkladem je vertikální trubkový kondenzátor s kondenzací uvnitř trubek. Dalším příkladem, přibližujícím se integrální kondenzaci, je kondenzace uvnitř horizontálních trubek, kondenzace uvnitř vertikálních trubek a kondenzace vně horizontálních trubek u výměníku s pláštěm typu X.

Při **diferenciální kondenzaci** je kapalný kondenzát odloučen od parního proudu. Tím je změněn rovnovážný stav a dochází k poklesu rosného bodu zbývajících páry. Typickým příkladem je kondenzace ve vertikálním trubkovém kondenzátoru s protisměrným tokem, v němž pára proudí vzhůru, zatímco kondenzát stéká dolů.

Jiné typy kondenzátorů (především horizontální s pláštěm typu E nebo J) jsou víceméně kombinací obou druhů kondenzace. V praxi je při výpočtech převážně využíván integrální přístup.

Webb [13] popsal jak tyto rovnovážné křivky vypočítat. K získání této křivky je nutné řešit pro každou teplotu uvnitř kondenzačního intervalu rovnice reprezentující termodynamickou rovnováhu mezi kapalinou a párou, která vyžaduje znalost vztahů, popisujících rovnováhu kapalina-pára.

Ve velmi ideálních systémech je možné použít zjednodušené modely, které předpokládají, že rovnovážné konstanty nejsou funkcí fázového složení, ale jsou pouze závislé na teplotě (Raoultův zákon). V dnešní době jsou však tyto výpočty prováděny výhradně simulačními programy (ChemCad, Pro II, Aspen, atd.), které používají komplexní termodynamické balíky, určené k těmto výpočtům. Kondenzační křivka je pak obvykle dodána projektantovi výměníku jako část procesní informace.

4.4.2 Nerovnovážné metody

Nerovnovážné, nebo také filmové metody, poskytují fyzikálně realistický popis problému, který přináší přesnější lokální součinitele při dané složitosti. Colburn a Hougen [14] vyvinuli řešení postupných aproximací pro kondenzaci páry s nekondenzující složkou plynu. Colburn a Drew [15] tuto metodu rozšířili, aby zahrnovala kondenzaci binární směsi par (bez nekondenzující složky). Price a Bell [16] následně ukázali, jak tuto metodu použít při návrhu pomocí počítače. V posledních letech byl vykonán značný pokrok ve zlepšení

těchto metod tak, aby je bylo možné použít i pro případ vícesložkových směsí. Detailní diskuzi těchto metod lze najít v literatuře.

Celkový tepelný tok uvnitř kondenzátoru může být rozdělen na dvě části: citelný tepelný tok a latentní teplo (viz obr. 4.3). Citelný tepelný tok q_s se skládá ze dvou složek (q_{sv} a q_v). Citelné teplo q_v uvolněné složkami, které se při difuzi z jádra proudu k rozhraní ochlazují z teploty T_v na teplotu T_i . Citelné teplo q_{sv} je uvolněno při ochlazování jádra proudu par z teploty T_v na nižší teplotu ($T_v - \delta T_v$), kde δT_v je pokles teploty v daném úseku kondenzátoru.

Vztah pro citelný tok q_s je:

$$q_s = q_v + q_{sv} = h_v \frac{e^a a}{e^a - 1} (T_v - T_i) \quad (11)$$

Celkový tepelný tok směrem do chladicího média je pak dán součtem citelného a latentního tepla:

$$q_o = q_s + q_l = h_v \frac{e^a a}{e^a - 1} (T_v - T_i) + n_T \Delta h_{vf}(T_i) \quad (12)$$

kde:

h_v – součinitel přestupu tepla plynu, [W/(m².K)]

Δh_{vf} – molární latentní teplo při teplotě fázového rozhraní, [J/mol]

n_T – molární tok kondenzující složky, [mol/s]

Dále platí rovnost:

$$q_o = U(T_v - T_c) = h_{wo}(T_s - T_c) \quad (13)$$

kde:

T_v – teplota plynu, [°C]

T_s – teplota rozhraní, [°C]

T_c – teplota chladicího média, [°C]

h_{wo} – celkový součinitel přestupu tepla kapalných fází (chladiwa, kondenzátu, zanesení), [W/(m².K)]

Součinitel prostupu tepla U je dán vztahem

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{co}} + R_f + \frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_v^*} \gamma \quad (14)$$

kde h_v^* je součinitel přestupu tepla páry korigovaný úplným Ackermannovým faktorem.

$$h_v^* = h_v \frac{ae^a}{e^a - 1} \quad (15)$$

Plocha výměny tepla je určena stejným způsobem, jako u rovnovážné metody.

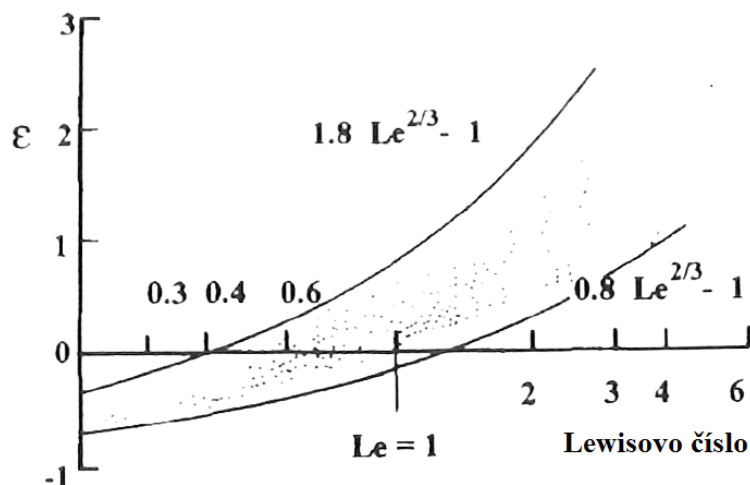
4.4.3 Vztah mezi rovnovážnými a nerovnovážnými metodami

Jak ukázal Webb [17], výpočty za použití rovnovážných metod jsou zatíženy chybami v řádu desítek procent, a to i v případě použití výše uvedených korekcí. Dalším problémem je, že uvedená chyba většinou nadhodnocuje skutečný součinitel prostupu tepla. Nerovnovážné metody dávají výsledky mnohem přesněji odpovídající reálnému stavu. Výhodou rovnovážných metod je, že kromě kondenzační křivky nevyžadují další výpočty rovnovážných stavů. Proto jsou v průmyslové praxi tyto metody preferovány, ačkoliv výsledné návrhy pomocí těchto metod jsou velmi konzervativní.[17]

Schwaab provedl experimentální porovnání rovnovážné (Silver [7]) a nerovnovážné (Colburn [14]) metody pro vertikální, dolů směřující tok s různými médii (voda, n-heptan) za různých podmínek ($p=0,5-2,0$ bar; $t=10-30^\circ\text{C}$) a v různých molárních poměrech. Byla vybrána média a složení směsí, které měly velký vliv na velikost Lewisova čísla (Le). Toto podobnostní číslo je definováno jako poměr tepelné a látkové difuzivity. Chyba v součiniteli přestupu tepla u Silverovy metody oproti Colburnově je definována jako:

$$\varepsilon = \frac{\frac{h_v^*}{Z_{eq}}}{\frac{h_v^*}{Z_f}} - 1 \quad (16)$$

kde Z_{eq} resp. Z_f vyjadřuje podíl tepelného toku páry $\dot{q}_v$ a celkového tepelného toku $\dot{q}$ při použití rovnovážné resp. nerovnovážné metody. Chyba je na obr. 4.5 vyjádřena jako $\varepsilon=f(Le)$. Osa $\varepsilon=0$ vyjadřuje výsledky za použití Colburnovy metody. Body označují odchylky při použití Silverovy metody. Hodnoty $\varepsilon=1$ respektive $\varepsilon=-0,5$ vykazují chybu $\pm 100\%$ na nebezpečné resp. bezpečné straně odhadu hodnoty součinitele přestupu tepla.[17]



Obr. 4.5: Rozdíly mezi rovnovážnou a nerovnovážnou metodou [17]

Z obrázku je patrné, že při $Le=1$ rovnovážná metoda vykazuje nadhodnocení skutečného (dle Colburna) součinitele přestupu tepla a je tedy "nebezpečná". Při nižších Lewisových číslech kolem $Le=0,6-0,8$ jsou výsledky rozprostřeny zhruba rovnoměrně nad i pod osou $\varepsilon=0$. Dochází zde ke "kompensaci" nadhodnocených a podhodnocených součinitelů a tedy rovnovážná metoda v této oblasti dává dobré výsledky. U vyšších Lewisových čísel ($Le>1$) pak chyba Silverovy metody prudce roste, až k hodnotám $\pm 150\%$. [17]

Webb [17] se pokusil vytvořit korekční vztah pro rovnovážnou (Silverovu) metodu. Jeho vyjádření je:

$$Z_f = Z_{eq} \frac{T_v - T_s}{\tilde{y}_{1v} - \tilde{y}_{1s}} \frac{\xi_t}{\xi} Le^{\frac{2}{3}} / \left(\frac{dT_v}{d\tilde{y}_{1v}} \right)_{sat} \quad (17)$$

kde $\tilde{y}_{1v}$ resp. $\tilde{y}_{1s}$ je molární zlomek páry složky 1 v mase páry resp. na fázovém rozhraní, $\frac{\xi_t}{\xi}$ je poměr tepelného a hmotnostního toku při kondenzaci.

5 Výpočet součinitele přestupu tepla kondenzátoru

Matematický popis kondenzace jako první provedl Nusselt, který se zabýval kondenzací čisté složky na vertikálním a horizontálním povrchu.

5.1 Filmová kondenzace (Nusseltova teorie)

Filmovou (blánovou) kondenzací se zabýval jako první Nusselt, který zpracoval analýzu kondenzace na vertikální desce.

Nusselt při odvozování vycházel z následujících předpokladů:[1]

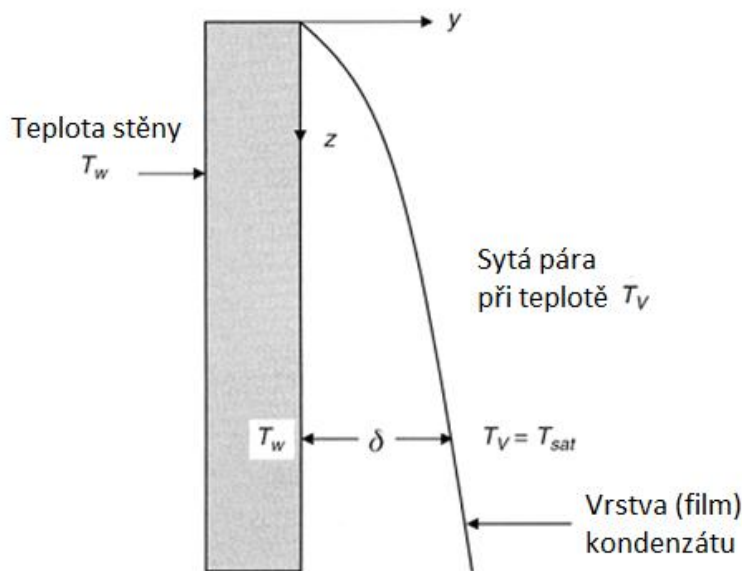
1. Tok kondenzátu je laminární.
2. Teplotní průběh napříč vrstvou je lineární.
3. Smykové napětí na rozhraní pára-kapalina je zanedbatelné.
4. Rychlost toku filmu je natolik malá, že lze zanedbat působení setrvačných sil.
5. Je předáváno pouze výparné teplo, tzn., zanedbáváme podchlazení kondenzátu.
6. Vlastnosti kapaliny a teplota stěny T_w jsou konstantní.
7. Stěna je zcela plochá.
8. Systém je ve stabilním stavu.

V klasické Nusseltově teorii probíhají při kondenzaci dva následné procesy:

- Molekuly kondenzujících par se vlivem tlakového spádu (sací efekt) a turbulence přiblíží k chladné stěně a zkondenzují na povrchu vrstvy kondenzátu, která pokrývá stěnu trubky.
- Uvolněné kondenzační teplo je odváděno do chladicího média přes sérii odporů: vrstva kondenzátu, stěna oddělující média, vrstva odporu způsobená zanášením (fouling) a přestup tepla na straně chladiva.

5.1.1 Kondenzace na vertikální rovné stěně

Základní vztahy pro přestup tepla při filmové kondenzaci byly odvozeny Nusseltem. Uvažujme situaci na obr. 5.1, kde sytá pára čisté složky kondenzuje na vertikálním povrchu a vytváří tenký film kondenzátu, který stéká dolů působením gravitační síly.[1]



Obr. 5.1: Filmová kondenzace na svislé stěně [1]

Nusselt odvodil vztah pro tloušťku filmu, který platí za podmínky platnosti okrajových podmínek $\delta = 0$ pro $z = 0$. Rovnice má tvar:

$$\delta = \left[\frac{4\mu_L k_L (T_v - T_w) z}{\rho_L (\rho_L - \rho_v) g \lambda} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (18)$$

kde:

δ – tloušťka filmu kondenzátu, [m]

μ_L – dynamická viskozita kondenzátu, [kg.m⁻¹.s⁻¹]

k_L – tepelná vodivost kondenzátu, [W.m⁻¹.K⁻¹]

ρ_L – hustota kondenzátu, [kg.m⁻³]

ρ_v – hustota páry, [kg.m⁻³]

T_v – teplota páry, [°C]

T_w – teplota stěny, [°C]

λ – výparné teplo, [J.kg⁻¹]

Pomocí této rovnice dostaneme vyjádření místního součinitele přestupu tepla ve tvaru:

$$h_z = \frac{k}{\delta} = \left[\frac{k_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_V) g \lambda}{4 \mu_L (T_V - T_w)} \right]^{\frac{1}{4}} z^{-\frac{1}{4}} \quad (19)$$

Hodnota součinitele klesá s rostoucí vzdáleností z , protože tepelný odpor je přímo úměrný tloušťce filmu. Ta se s rostoucí vzdáleností z zvyšuje díky akumulaci kondenzátu. Průměrný koeficient přestupu tepla získáme integrací přes délku stěny L . Konečný tvar rovnice je:

$$h = 0,943 \left[\frac{k_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_V) g \lambda}{\mu_L (T_V - T_w) L} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (20)$$

Rovnici (20) lze vyjádřit ve tvaru s Reynoldsovým číslem:

$$h = 1,47 \left[\frac{k_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_V) g}{\mu_L^2 Re} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (21)$$

kde Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{D_e G}{\mu_L} = \frac{4W}{w \mu_L} = \frac{4\Gamma}{\mu_L} \quad (22)$$

kde

$$D_e = \frac{4 \times \text{Průřez profilu toku}}{\text{omočený obvod}} = \frac{4A_f}{w} \quad (23)$$

kde:

$$G = \frac{W}{A_f}$$

A_f – průřez profilu toku kondenzátu, [m²]

$\Gamma = \frac{W}{w}$ – hmotnostní tok kondenzátu na jednotku šířky povrchu, [kg.m⁻¹.s⁻¹]

Rovnice (21) je reálně použitelná pro hodnoty Reynoldsova čísla $Re < 30$. [18] Podrobnější popis a odvození Nusseltovy teorie lze nalézt v příslušné literatuře např. [1, 2].

5.1.2 Kondenzace na vertikálních trubkách

Pro běžně užívané rozměry trubek je vliv zakřivení stěny na tloušťku kondenzátu zanedbatelný. Proto může být rovnice (20) použita pro kondenzaci na vnitřních i vnějších stranách trubek. Vztah (21) je také použitelný po příslušné úpravě ekvivalentního průměru D_e . Pro svazek n_t trubek je smáčený obvod $n_t \pi D$. Pak jsou rovnice (23) a (22) nahrazeny:

$$D_e = \frac{4A_f}{n_t \pi D} \quad (24)$$

$$Re = \frac{D_e G}{\mu_L} = \frac{4W}{n_t \pi D \mu_L} = \frac{4\Gamma}{\mu_L} \quad (25)$$

kde nyní je:

$$\Gamma = \frac{W}{n_t \pi D} \quad (26)$$

5.1.3 Kondenzace na horizontálních trubkách

Nusseltova analýza pro kondenzaci na vnějším povrchu vodorovné trubky je podobná jako u vertikálních povrchů. Vztah odpovídající rovnici (20) má tvar:

$$h = 0,728 \left[\frac{k_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_V) g \lambda}{\mu_L (T_V - T_w) D_o} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (27)$$

Vztah (27) je reálně použitelný pro $Re > 30$. Často je uváděna hodnota součinitele 0,725, získaná Nusseltem pomocí numerické integrace. Výše uvedená přesnější hodnota 0,728 byla získána analytickým řešením vztahu. Pro praktické aplikace je však rozdíl zanedbatelný.[1]

Alternativní vyjádření odpovídající rovnici (21):

$$h = 1,52 \left[\frac{k_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_V) g}{\mu_L^2 Re} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (28)$$

kde:

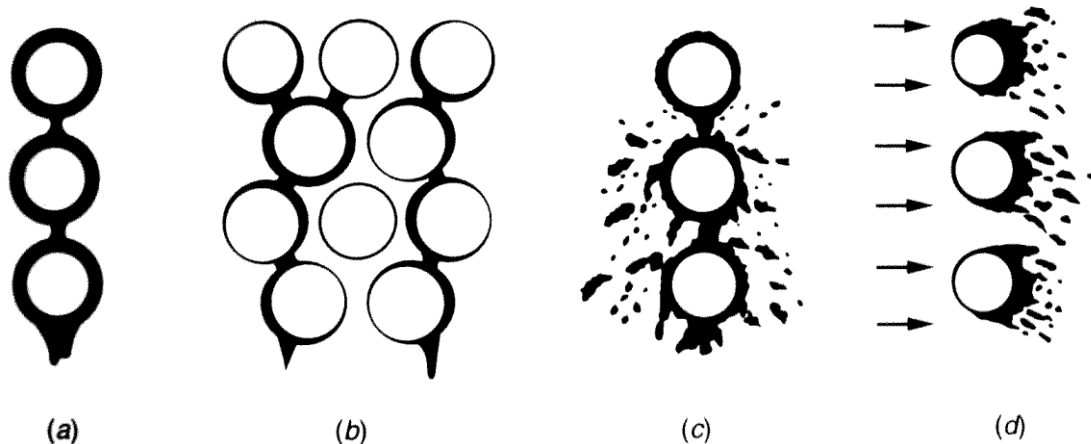
$$Re = \frac{4\Gamma}{\mu_L} \quad (29)$$

$$\Gamma = \frac{W}{n_t L} \quad (30)$$

n_t = počet trubek

L = délka trubek

Rovnice (27), (28) platí pro jednu trubku nebo jednu řadu trubek. Při umístění trubek nad sebe dochází ke stékání kondenzátu z výše umístěných trubek na trubky níže. Tím se zvětšuje jejich zatížení a vrstva kondenzátu (obr. 5.2).



Obr. 5.2: Tok kondenzátu na horizontálnych trubkách: a) idealizovaný Nusseltův model; b) boční stékání kondenzátu po trubkách; c) rozstříkávání, turbulence; d) strhávání kondenzátu vlivem smykového napětí [4]

Nusselt analyzoval situaci pro N_r řad trubek naskládaných vertikálně, za předpokladu že kondenzát po trubkách stéká v rovnoměrném proudu a proudění filmu zůstává laminární (obr. 5.2 a). Zjistil, že průměrný součinitel přestupu tepla h_{Nr} pro N_r řad trubek je:

$$h_{Nr} = h_1 N_r^{-1/4} \quad (31)$$

Člen h_1 je součinitel přestupu tepla pro jednu trubku vypočtený z rovnice (28). Ve skutečnosti má kondenzát tendenci stékat v kapkách které narušují film na trubce níže a způsobují turbulence. Výsledkem je, že rovnice (31) dává výsledný součinitel nižší než ve skutečnosti. Kern navrhl následující vztah:[1]

$$h_{Nr} = h_1 N_r^{-1/6} \quad (32)$$

Butterworth ukázal dobrou shodu výsledků podle (32) s experimentálními daty pro vodu a chladivo kondenzující na svazku trubek $N_r=20$. [1]

Kruhové svazky trubek užívané v trubkových výměnících sestávají z řad trubek o různých výškách. Kern navrhl úpravu vztahu (28) pomocí modifikovaného hmotnostního toku Γ^* , který zahrnuje vlivy stékání kondenzátu:[1]

$$h = 1,52 \left[\frac{k_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_V) g}{4 \mu_L \Gamma^*} \right]^{1/3} \quad (33)$$

kde:

$$\Gamma^* = \frac{W}{Ln_t^{2/3}} \quad (34)$$

5.1.4 Modifikace Nusseltovy teorie

Byla provedena řada modifikací základní teorie pro odstranění některých omezujících předpokladů (viz kapitola 5.1).

Proměnlivé vlastnosti médií

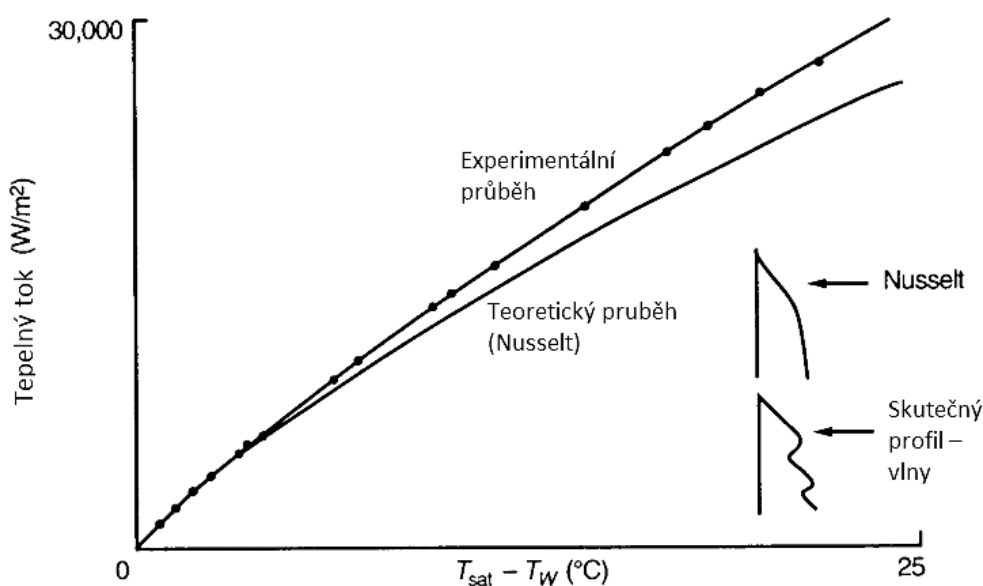
Vlastnosti médií ρ_L , ρ_V , μ_L jsou funkcemi teploty, která je proměnná po tloušťce filmu. Nejvíce teplotně závislá je viskozita. V praxi jsou vlastnosti kondenzátu počítány při teplotě T_f , definované:[1]

$$T_f = \beta T_w + (1 - \beta) T_{sat} \quad (35)$$

Hodnota faktoru β se v literatuře pohybuje v rozmezí 0,5 až 0,75. Konzervativní odhad je $\beta=0,75$. [1]

Zvlnění na fázovém rozhraní

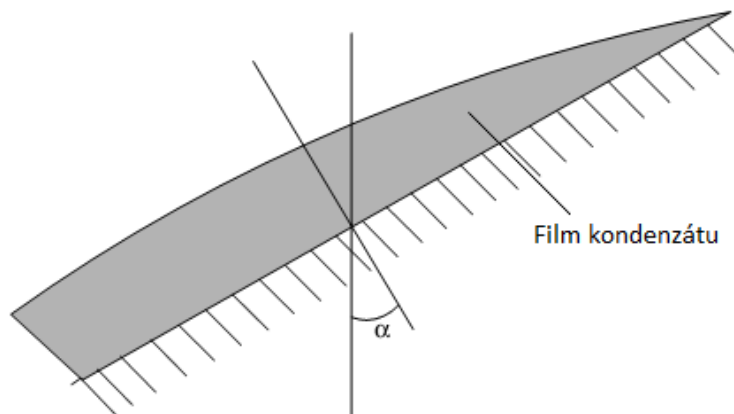
Vrstva kondenzátu stékající po vertikální stěně ve skutečnosti tvoří vlnky, jejichž velikost je úměrná vzdálenosti a množství stékajícího kondenzátu. Experimenty provedené Waltem a Krogerem ukázaly 5–10% navýšení tepelného toku oproti výsledkům Nusseltovy teorie (obr. 5.3). [3]



Obr. 5.3: Vliv vlnek na přestup tepla při kondenzaci [3]

Šikmé povrchy

Pro skloněné povrchy s úhlem $0^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$ (obr. 5.4) lze použít rovnice (20) a (21) při nahrazení g za $g \cdot \cos \alpha$. Při kondenzaci na vnějším povrchu skloněné trubky, tvořící s horizontálou úhel α' , lze použít rovnice (27), (28). Člen g je v nich nahrazen členem $g \cdot \cos \alpha'$, za podmínky $L/D > 1,8 \tan \alpha'$.



Obr. 5.4: Film kondenzátu na šikmém povrchu [2]

5.2 Turbulence ve filmu kondenzátu

Tok kondenzátu po svislém povrchu může po určité vzdálenosti přejít na turbulentní. Při $Re > 1600$ začne být podíl turbulentního toku významný. K ovlivnění součinitele přestupu tepla však může docházet již od $Re \approx 30$. Rozlišujeme následující režimy toku:[1]

- Laminární ($Re \leq 30$) - platí Nusseltova teorie
- Laminární vlnkový ($30 \leq Re \leq 1600$) - viz kapitola 5.2.2
- Turbulentní ($Re > 1600$)

5.2.1 Kondenzace na vertikální stěně a trubkách

Rovnice (20) a (21) jsou platné pro čistý laminární tok $Re \leq 30$. Pro laminární vlnkový tok platí semiempirický vztah:[1]

$$h = \frac{Re \left[k_L^3 \rho_L \frac{(\rho_L - \rho_V)g}{\mu_L^2} \right]^{\frac{1}{3}}}{1,08 Re^{1,22} - 5,2} \quad (36)$$

Podobně pro turbulentní tok odvodil Butterworth vztah:[1, 3]

$$h = \frac{Re \left[k_L^3 \rho_L \frac{(\rho_L - \rho_V)g}{\mu_L^2} \right]^{\frac{1}{3}}}{8750 + 58 Pr_L^{-0,5} (Re^{0,75} - 253)} \quad (37)$$

kde h je průměrná hodnota součinitele přestupu tepla pro celý film a Pr_L je Prandtlovo číslo kondenzátu. Rovnice (37) platí pro $Re > 1600$ a $Pr_L \leq 10$, což pokrývá většinu případů. Pro vyšší hodnoty je použito $Pr_L = 10$.

Chun a Kim vyvinuli semiempirickou korelaci, platnou pro oblast Reynoldsova čísla $10 < Re_L < 3,1 \cdot 10^4$ [22]:

$$h = \left[\frac{k_l^3 \rho_l (\rho_l - \rho_v) g}{\mu_l^2} \right]^{\frac{1}{3}} \left(1,33 Re_l^{-\frac{1}{3}} + 9,56 \cdot 10^{-6} Re_l^{0,89} Pr_l^{0,94} + 8,22 \cdot 10^{-2} \right) \quad (38)$$

5.2.2 Kondenzace na horizontálních trubkách

Pro kondenzaci na horizontálních trubkách platí rovnice (27), (28) pro $Re \leq 3200$. [1]

5.3 Vliv smykového napětí

Základní Nusseltova teorie zanedbává vliv smykového napětí na fázovém rozhraní. Při velkých rychlostech páry však smykové napětí převládá nad působením gravitačních sil.

Při středních rychlostech jsou oba vlivy (gravitace a smykové napětí) významné: [1,2]

$$h = \sqrt{(h_{sh}^2 + h_{gr}^2)} \quad (39)$$

kde h_{sh} a h_{gr} jsou součinitele přestupu tepla pro smykovou (40), (44), (46), resp. gravitační (21), (28), (36), (37), (38) kondenzaci. Konzervativní přístup je použít kteroukoli vyšší hodnotu. [1]

5.3.1 Kondenzace na vertikální stěně a trubkách

Pro dominantní působení smykového napětí uvádí Rohsenow a spol. následující vztah [18]:

$$h = 2,2 \left[\frac{k_l^3 \rho_l (\rho_l - \rho_v) g}{\mu_l^2} \right]^{\frac{1}{3}} (\tau_v^*)^{\frac{1}{2}} Re_l^{-\frac{1}{2}} \quad (40)$$

kde τ_g^* je bezrozměrné smykové napětí:

$$\tau_v^* = \frac{\rho_l \tau_v}{[\rho_l (\rho_l - \rho_v) \mu_l g]^{\frac{2}{3}}} \quad (41)$$

kde τ_v je mezifázové smykové napětí:

$$\tau_v = (v_v - v_i) \frac{d\Gamma_z}{dz} \approx v_v \frac{d\Gamma_z}{dz} \quad (42)$$

kde:

v_v – rychlost proudění páry, [m.s⁻¹]

v_i – složka rychlosti proudění kolmá na mezifázové rozhraní, [m.s⁻¹]

Γ_z – lokální hmotnostní tok kondenzátu na jednotku šířky povrchu, [kg.m⁻¹.s⁻¹]

Rosenhow et al. zkoumal vliv smykového napětí na přechod proudění z laminárního k turbulentnímu. Pro $\tau_v^* < 11$ vyjádřil vztah pro přechodové Reynoldsovo číslo [18]:

$$Re_{tr} = 1800 - 246 \left(1 - \frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{\frac{1}{3}} \tau_v^* + 0,667 \left(1 - \frac{\rho_v}{\rho_l}\right) (\tau_v^*)^3 \quad (43)$$

Pro $\tau_v^* > 11$ pak Butterworth doporučuje použít hodnotu $Re_{tr} = 80$. [18]

Hewitt [3] uvádí možnost využití Labuncovova vztahu pro kondenzaci uvnitř vertikálních trubek (46), který je uveden v kapitole 5.4.1, pro kondenzaci na vertikálním povrchu. Tento vztah je pro praktické použití jednodušší a odchylka vůči sofistikovanějším metodám je přijatelná (kolem 5%).

5.3.2 Kondenzace na vnějším povrchu horizontálních trubek

V kondenzátorech s křížovým tokem může docházet ke strhávání filmu vlivem proudění páry. To vede k velmi složitému proudění uvnitř trubkového svazku. McNaught však experimentálně odvodil jednoduchý vztah pro smykem řízenou kondenzaci v trubkovém svazku [19]:

$$\frac{h}{h_L} = 1,26 \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^{0,78} \quad (44)$$

kde h_L je součinitel přestupu tepla pro celkový tok ve svazku ve formě kapaliny

X_{tt} je Lockhart-Martinelliho parametr pro turbulentní toky [1]:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v}\right)^{0,1} \quad (45)$$

kde:

$x = \frac{m_v}{m}$ – poměrná suchost páry, [-]

5.4 Kondenzace uvnitř trubek

5.4.1 Kondenzace uvnitř vertikálních trubek

Kondenzace ve vertikálních trubkách s tokem páry dolů

V tomto případě smykové napětí urychluje tok kondenzátu a snižuje kritické Reynoldsovo číslo. Výsledkem je zvýšení hodnoty součinitele přestupu tepla.

Při nízkých rychlostech proudění, kdy je smykové napětí zanedbatelné, lze uvažovat laminární tok a použít Nusseltův vztah pro vertikální desku (21).

Pro oblasti vyšších Reynoldsových čísel (které závisí na délce potrubí a rychlosti) lze využít Chunův vztah (38).[18]

Pro velmi vysoké rychlosti proudění převládá smykové napětí. Pro tento případ odvodil Labuncov metodu odhadu průměrného součinitele přestupu tepla. Místní součinitel je dán vztahem:[20]

$$h = h_{LO} \sqrt{\left(1 + \frac{(\rho_L - \rho_V)}{\rho_V} \cdot x\right)} \quad (46)$$

kde:

x – poměrná suchost páry, [-]

h_{LO} – součinitel přestupu tepla pro celkový tok ve formě kapaliny, [W.m⁻².K⁻¹]

Součinitel h_{LO} lze získat například pomocí Dittus-Boelterovy rovnice: [1]

$$h_{LO} = 0,023 \left(\frac{k_L}{D_i}\right) Re_L^{0,8} Pr_L^{0,4} \quad (47)$$

Rohsenow také uvádí možnost použití vztahů pro prstencový tok v horizontálních trubkách, které jsou uvedeny v následující kapitole.[18]

Kondenzace uvnitř vertikálních trubek s tokem páry vzhůru

V tomto případě proudící pára zpomaluje stékání kondenzátu. Aby nedocházelo k zahlcení trubek, jsou rychlosti proudění páry nízké. Wallisovo kritérium pro určení mezních rychlostí kondenzátu a páry, aby nedošlo k zaplavení, uvádí literatura [2, 18]. Pro tento případ lze vliv smykového napětí zanedbat a použít vztahy pro laminární tok (21), případně (36), (38).

5.4.2 Kondenzace uvnitř horizontálních trubek

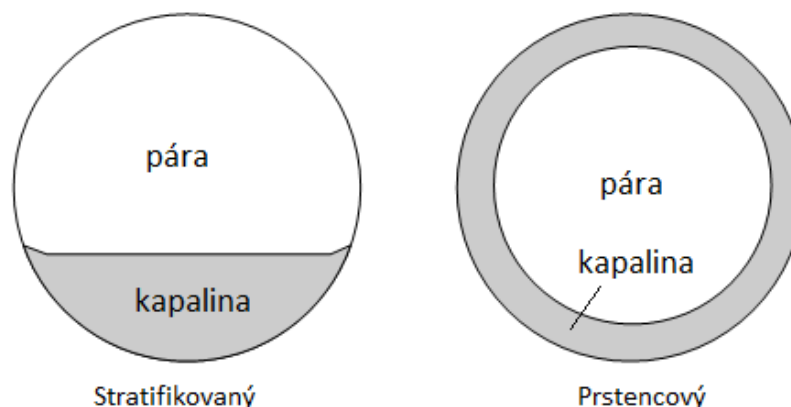
Režimy toku

Analýza průběhu kondenzace v horizontálních trubkách je komplikována existencí řady různých dvoufázových režimů toku. Režim toku se obvykle mění v závislosti na vzrůstajícím podílu kondenzátu a klesající rychlosti páry.

Nejprve dochází k vytvoření prstencového toku (obr. 5.5 vpravo), kdy rychle proudící parní jádro je obklopeno vrstvou kapaliny na stěně trubky. V tomto režimu kondenzace převládají smyková napětí.

Postupně, s nárůstem množství kondenzátu přechází prstencový tok v pístový tok. Nakonec pára proudí uvnitř objemu kapaliny ve formě protáhlých bublin.

Při nízkých rychlostech proudění přechází prstencový tok plynule na tok stratifikovaný, kde je kapalina dole a nad ní proudí pára (obr. 5.5 vlevo). [21]



Obr. 5.5: Režimy toku při kondenzaci v horizontálních trubkách [2]

Breber vytvořil klasifikační schéma pro určení režimu toku při kondenzaci uvnitř horizontálních trubek (obr. 5.6). Převládající režim toku je určen dvěma parametry: Lockhart-Martinelliho parametrem X_{tt} a bezrozměrným číslem j^* , definovaným:

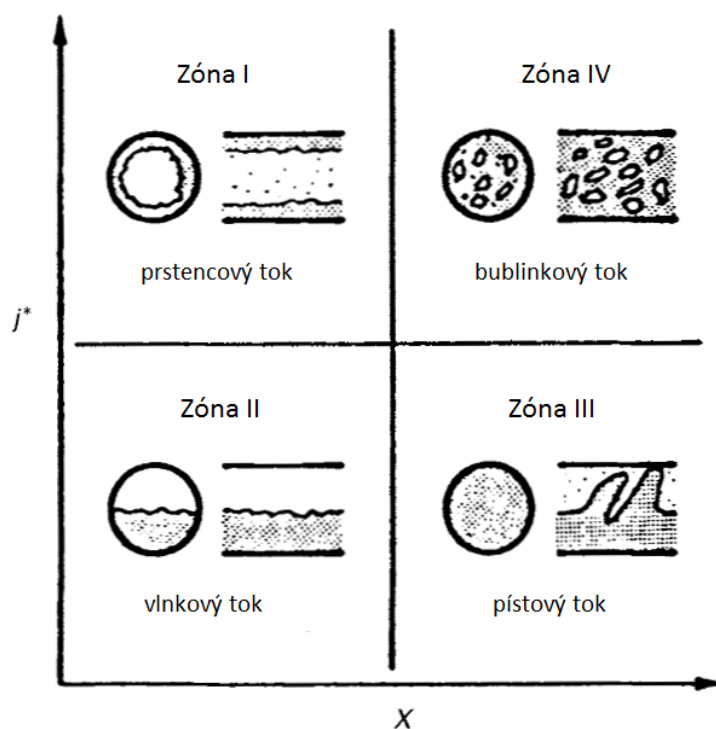
$$j^* = \frac{xG}{[D_i g \rho_V (\rho_L - \rho_V)]^{0,5}} \quad (48)$$

kde:

x – hmotnostní zlomek páry, [-]

G – celkový tok páry a kapaliny v celém průřezu, $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}]$

Kvantitativní kritéria pro určení režimu toku jsou uvedena v tab. 1. Kromě čtyř základních zón I-IV jsou pro běžné případy důležité přechodové oblasti I-II a II-III.[21]



Obr. 5.6: Schematický diagram režimů toku uvnitř horizontální trubky [21]

Tab. 5.1: Kritéria pro režimy toku uvnitř horizontální trubky [21]

Zóna	Kritérium
I (prstencový tok)	$j^* > 1,5$ a $X_{tt} < 1,0$
II (stratifikovaný a vlnkový tok)	$j^* < 0,5$ a $X_{tt} < 1,0$
III (pístový tok)	$j^* < 0,5$ a $X_{tt} > 1,5$
IV (bublínkový tok)	$j^* > 1,5$ a $X_{tt} > 1,5$
Přechodová (I, II)	$0,5 \leq j^* \leq 1,5$ a $X_{tt} < 1,0$
Přechodová (II, III)	$j^* < 0,5$ a $1,0 \leq X_{tt} \leq 1,5$

Prstencový tok (zóna I)

Breber [21] uvádí zjednodušená kritéria pro součinitel přestupu tepla u prstencového toku. První je založeno na modifikaci Nusseltovy teorie:

$$h = \Omega \left[\frac{k_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_V) g \lambda}{4 \mu_L (T_V - T_w) D_i} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (50)$$

kde konzervativní odhad pro prstencový tok je $\Omega=0,79$. [21]

Jiné kritérium (konvektivní) je založeno na analogii přenosu tepla a toku kapaliny.[21]

$$h = h_L(\Phi_L^2)^m = h_{LO}(\Phi_{LO}^2)^m \quad (51)$$

kde $\Phi_{LO}^2 = \frac{\Delta P_{TP}}{\Delta P_L}$ je dvoufázový násobitel závislý na tlakové ztrátě, který lze získat pomocí různých korelací, uvedených například v [1]. Mocnitel m , v závislosti na předpokladech, dosahuje hodnot 0,4–0,5. Pro účely návrhu je doporučován konzervativní odhad $m=0,45$. [21]

Je možné použít i Labuncovu korelaci (46) [2].

Shah odvodil empirickou korelaci, která dává dobré výsledky v širokém rozmezí parametrů. Vztah byl odvozen pro vodu, metanol, etanol, toluen a další látky. Je možné jej použít pro kondenzaci v horizontálních i vertikálních trubkách průměru 7–40 mm.[22]

$$h = h_{LO}[(1-x)^{0,8} + 3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}Pr_r^{-0,38}] \quad (52)$$

kde Pr je redukovaný tlak. Shah určil hodnotu h_{LO} pomocí Dittus-Boelterovy rovnice a doporučuje použití korelace od $Re_{LO} \geq 350$.

Boyko-Krushilinova korelace dovoluje výpočet středního součinitele přestupu tepla pro proud, jehož hmotnostní zlomek kapaliny na vstupu resp. výstupu je x_i resp. x_o . [2]:

$$\frac{hD_i}{k_L} = 0,024 \left(\frac{D_i G}{\mu_L} \right)^{0,8} Pr_L^{0,43} \left[\frac{\left(\frac{\rho_m}{\rho_v} \right)_i^{0,5} + \left(\frac{\rho_m}{\rho_v} \right)_o^{0,5}}{2} \right] \quad (53)$$

kde:

$$\left(\frac{\rho_m}{\rho_v} \right)_i^{0,5} = 1 + \frac{\rho_L - \rho_v}{\rho_v} x_i \quad (54)$$

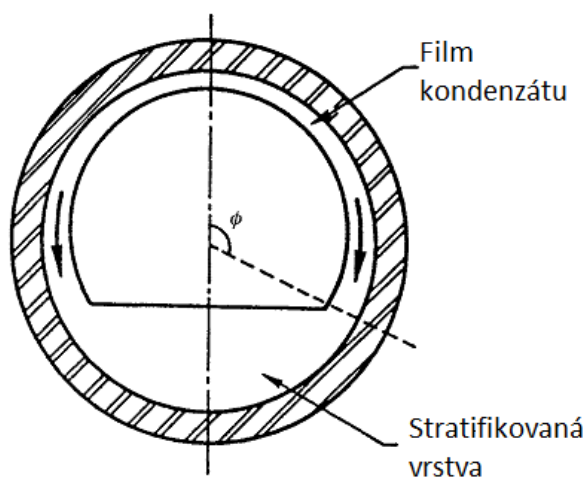
$$\left(\frac{\rho_m}{\rho_v} \right)_o^{0,5} = 1 + \frac{\rho_L - \rho_v}{\rho_v} x_o \quad (55)$$

Stratifikovaný tok (zóna II)

V tomto případě je převládající silou gravitace a lze použít Nusseltovu teorii. Jak je vidět na obr. 5.7, kondenzát tvoří tenkou vrstvu po obvodu trubky a poté stéká dolů, kde vytvoří stratifikovanou vrstvu. Průměrný součinitel přestupu tepla je modifikací rovnice (27): [1]

$$h = \Omega \left[\frac{k_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_v) g \lambda}{\mu_L (T_v - T_w) D_i} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (49)$$

kde součinitel Ω je závislý na úhlu ϕ (obr. 5.7). Konzervativní aproximace udává konstantní hodnotu $\Omega=0,56$. Kern udává hodnotu 0,815 [2].



Obr. 5.7: Stratifikovaný tok v horizontální trubce [1]

Pístový a bublinkový tok (zóny III, IV)

Specifické vztahy pro tyto režimy nejsou k dispozici. Breber [21] však doporučuje použití vztahu (51) jako postačující aproximace.

Přechodové zóny

Pro přechodovou zónu I-II platí interpolace:

$$h = h_I + (j^* - 1,5)(h_I - h_{II}) \quad (56)$$

kde h_I a h_{II} jsou součinitele přestupu tepla pro zóny I a II.

Pro přechodovou zónu II-III platí obdobný vztah:

$$h = h_{II} + 2(1 - X)(h_{II} - h_{III}) \quad (57)$$

6 Praktická aplikace získaných poznatků

Získané poznatky, které jsou shrnuty v předchozích kapitolách, byly aplikovány na konkrétním případě kondenzace směsi n-butanu a n-pentanu. V další části je ukázán praktický postup výpočtu daného kondenzátoru.

6.1 Zadání problému

V kondenzátoru má zkondenzovat 81 600 kg/h syté páry o molárním složení 30 % n-butanu a 70 % n-pentanu a tlaku 517,1 kPa. Rozsah kondenzační teploty této směsi se pohybuje od 84°C do 76°C. Rozdíl entalpií mezi sytou párou a sytou kapalinou je 332,62 kJ/kg. K dispozici je chladicí voda o teplotě 30°C a tlaku 410 kPa. Tepelná vodivost trubek je 52 W/m.K. Maximální povolená tlaková ztráta je 50 kPa pro kondenzující proud a 70 kPa pro chladicí vodu. Je požadováno, aby se voda ohřála nejvýše o 20 °C. Při výpočtu je potřeba uvažovat i se zanášením. Hodnota zanášení kondenzujícího média je 0,000088 m².K/W a chladicího média 0,000176 m².K/W.

6.2 Výběr vhodného typu kondenzátoru

Vhodný typ kondenzátoru byl vybrán pomocí kritérií představených v kapitole 3 a diagramu zobrazeném na obr. 3.1. Z něj vyplývá, že nejvhodnějším řešením je použití trubkového kondenzátoru. Konkrétně byl vybrán horizontální typ s kondenzací vně trubek (obr. 2.6).

6.3 Použitý software při řešení zadaného problému

Pro řešení zadaného problému bylo využito několik softwarových programů. Jednalo se o Maple, ve kterém byl vytvořen výpočtový program; ChemCad, pomocí kterého byla získána kondenzační křivka; a HTRI, který sloužil k ověření dosažených výsledků.

6.3.1 Maple

Maple je systém počítačové algebry pro výuku a využití matematiky v přírodovědných, technických a ekonomických oborech, který byl vyvíjen od devadesátých let minulého století. Umožňuje symbolické a numerické matematické výpočty, jejich počítačovou vizualizaci, dokumentaci a publikaci. Poskytuje uživatelsky přívětivé prostředí, ve kterém lze snadno používat matematiku.

Současná verze 16 systému Maple (zkráceně Maple 16) umožňuje provádět jak symbolické a numerické výpočty a vytvářet grafy, tak doplňovat je vlastními texty a vytvářet tak tzv. hypertextové zápisníky. Takto vytvořené zápisníky umožňuje Maple 16 ukládat do souboru na počítači ve svém speciálním mapleovském formátu MW, který je uložen ve formátu XML. Soubory ve formátu MW umožňuje Maple 16 načítat zpět ke zpracování, což

umožňuje snadnou přenositelnost mapleovských zápisníků mezi nejrozličnějšími počítačovými platformami a operačními systémy.

V Maple 16 se používá vlastní programovací jazyk čtvrté generace podobný Pascalu s mnoha předdefinovanými funkcemi a procedurami. Mapleovské funkce pokrývají mnoho odvětví matematiky od základů diferenciálního a integrálního počtu, lineární algebry, řešení rovnic, až k řešení diferenciálních a diferenčních rovnic, diferenciální geometrii a logice. [23]

6.3.2 CHEMCAD

CHEMCAD je komerční program americké společnosti Chemstations, Inc. pro návrh a simulaci chemických procesů. Současná nejnovější verze je CHEMCAD 6.5. Systém pracuje s grafickým uživatelským prostředím (GUI). Obsahuje rozsáhlou databázi chemických látek a směsí, knihovnu termodynamických dat a knihovnu nejpoužívanějších jednotkových operací. V CHEMCADu lze navrhovat dávkové, kontinuální i polokontinuální procesy. Umožňuje simulaci statických i dynamických systémů.[24]

Prostředí CHEMCAD obsahuje sadu programových modulů, určených pro specifické použití. Jsou to (platí pro verzi CHEMCAD 6.0):[24]

CC-STEADY STATE

Hlavní součást prostředí CHEMCAD. Je určena pro návrh, kontrolu a optimalizaci statických procesů.

CC-DYNAMICS

Tento modul je určen pro práci s dynamickými procesy.

CC-BATCH

Tento modul je určen pro návrh, kontrolu a optimalizaci dávkových destilačních kolon.

CC-THERM

Modul pro návrh a výpočet výměníků tepla (trubkové, deskové, vzduchové, atd.).

CC-SAFETY NET

Modul pro návrh a výpočet potrubních sítí a bezpečnostních armatur. Umožňuje výpočty systémů ve statickém i dynamickém stavu.

CC-FLASH

Modul poskytující data fyzikálních vlastností a rovnovážných stavů látek. Modul CC-FLASH je obsažen v modulu CC-STEADY STATE. Je určen pro zákazníky, kteří nepotřebují využívat veškeré nástroje modulu CC-STEADY STATE.

6.3.3 HTRI Xchanger Suite

Je to komerční program pro návrh, výpočet a simulaci výměníků tepla, který vyvíjí sdružení Heat Transfer Research, Inc. (HTRI). Současná nejnovější verze má číslo 6.0. Prostředí HTRI Xchanger Suite je obsluhováno přes grafické rozhraní. Obsahuje řadu modulů, určených pro návrh a výpočty specifických zařízení a procesů (vzduchové chladiče, ohřevné pece, kondenzátory, trubková uspořádání, atd.). HTRI Xchanger Suite dále obsahuje databázi různých typů a konfigurací výměníků a jejich součástí. Výpočtové postupy používané v tomto programu jsou vyvíjeny na základě naměřených dat, získaných na reálných aparátech. [25]

6.4 Výběr výpočtových postupů

Pro správný návrh jakéhokoli zařízení je potřeba disponovat vhodnými výpočtovými vztahy a postupy. Nejinak je tomu i u výpočtů kondenzátorů.

Jak je uvedeno v kapitole 4, existují dva přístupy výpočtu kondenzátorů páry. Jedná se o rovnovážnou metodu (známou jako Silverova metoda nebo také metoda Bell-Ghaly), která je poměrně jednoduchá a ve většině případů dostačující a nerovnovážnou metodu (známou jako Colburnova metoda), která dává přesné výsledky, ale je podstatně složitější na výpočet. Pro řešení našeho problému byla vybrána rovnovážná metoda. Postup návrhového výpočtu je schematicky znázorněn vývojovým diagramem na obr. 6.1.

V kapitole 5 jsou pak uvedeny výpočtové vztahy. Základem těchto vztahů je Nusseltova teorie. Vztahy odvozené Nusseltem mají však svá omezení a byly proto následně modifikovány, aby více odpovídaly realitě. V další části je na jednoduchém modelovém příkladu ukázáno, jak se výsledky jednotlivých vztahů mohou lišit.

Mějme vertikální jednochodý trubkový kondenzátor s kondenzací v plášti. Kondenzující médium je 1-propanol (propylalkohol) ve formě sytých par. Kondenzace probíhá při atmosférickém tlaku. Další výpočtové parametry jsou:

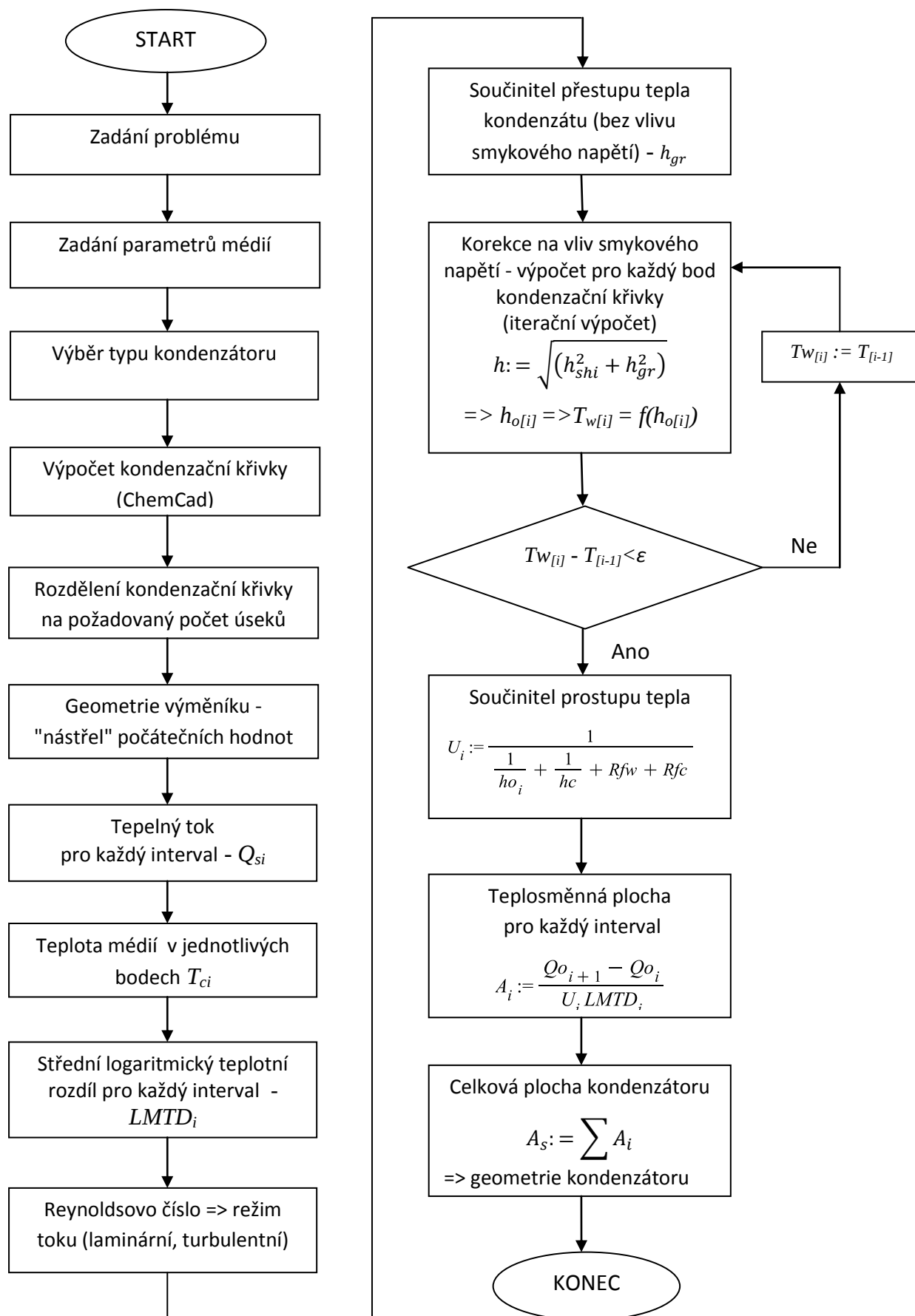
Parametry média

Hmotnostní průtok:	$W = 2 \text{ kg.s}^{-1}$
Teplota sytých par:	$T_{sat} = 97 \text{ °C}$
Hustota kapalné fáze:	$\rho_L = 785 \text{ kg.m}^{-3}$
Hustota parní fáze:	$\rho_V = 1,997 \text{ kg.m}^{-3}$
Tepelná vodivost kapalné fáze:	$k_L = 0,164 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
Dynamická viskozita kapalné fáze:	$\mu_L = 5.10^{-4} \text{ Pa.s}$
Dynamická viskozita parní fáze:	$\mu_V = 9,62.10^{-6} \text{ Pa.s}$
Měrná tepelná kapacita kapalné fáze:	$c_{p,L} = 3,22 \text{ kJ. kg.K}$
Výparné teplo:	$\lambda = 687,8 \text{ kJ.kg}^{-1}$

Parametry výměníku

Délka trubek:	$L = 4 \text{ m}$
Počet trubek:	$n_t = 500$
Vnější průměr trubek:	$D_o = 0,0190 \text{ m}$
Vnitřní průměr trubek:	$D_i = 0,0150 \text{ m}$

Vlastnosti média pro účely výpočtu byly převzaty z literatury [26]. Výpočet byl proveden v programu Maple 16. Vypočtené výsledky jsou uvedeny v tabulce 6.1, zdrojový kód výpočtu je uveden v příloze č. 1.



Obr. 6.1: Diagram návrhového výpočtu kondenzátoru

Tab. 6.1: Srovnání výsledků použitých výpočtových metod

Vlastnosti		Nusseltova metoda	Vliv turbulence ve vrstvě kondenzátu	Teplotně proměnné vlastnosti média	Vliv smykového napětí
Součinitel přestupu tepla	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	858,1	1103,45	1041,1	1406,1
Změna oproti Nusseltově met.	[%]	100	128,6	121,3	163,9
Reynoldsovo číslo	[-]	536	536	470	470
Teplota média	[°C]	97	97	89	89
Použité rovnice	[-]	(21)	(36)	(35), (36)	(39), (46)

Z daných výsledků je patrné, že použitím pouze Nusseltovy teorie by mohla vzniknout při výpočtu velká chyba. Je proto nutné brát i zřetel na vliv turbulence a v některých případech i na velikost smykového napětí.

6.5 Řešení zadaného problému

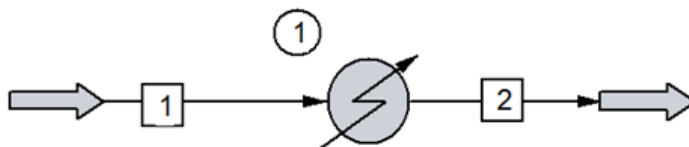
Řešení zadaného problému se skládá z několika kroků. Tím prvním je získání kondenzační křivky a vlastností procesních médií. Druhým krokem je vlastní výpočet, třetím krokem je ověření výsledků pomocí profesionálního programu HTRI a čtvrtým krokem je vyhodnocení získaných výsledků.

6.5.1 Získání kondenzační křivky

K získání kondenzační křivky a požadovaných termofyzikálních vlastností nutných k výpočtu kondenzátoru byl využit program ChemCad ve verzi 6.5.2. Na obr. 6.2 je znázornění použité jednotky „Simple Heat Exchanger“ potřebné pro výpočet kondenzační křivky.

Abychom kondenzační křivku získali, musí se nejprve vyplnit vstupní proud (viz obr. 6.3). V něm se zadá složení směsi, průtok směsi, tlak směsi a požadovaný podíl páry nastavíme na hodnotu 1. Takto ChemCad ví, že se jedná o sytou páru a po zmáčknutí tlačítka FLASH dopočítá příslušnou teplotu (počáteční bod kondenzace). Dále se musí v jednotce „Simple Heat Exchanger“ nastavit požadovaný stav na výstupu. Pro určení kondenzační křivky je požadováno, aby na výstupu byla sytá kapalina. Toto ChemCad bohužel neumožňuje (při zadání syté kapaliny na výstupu hlásí chybu), proto se zadá na výstupu mírné podchlazení. Nyní je možno kondenzační křivku vykreslit. Objeví se okno s výběrem parametrů kondenzační křivky (viz obr. 6.4). Zde se nastaví požadovaný počet

bodů (kvůli nastavení podchlazení musí být zadán jeden bod navíc kvůli zadání podchlazení), zda jsou požadovány i termofyzikální vlastnosti a podle čeho má být křivka rozdělena na požadovaný počet bodů. Po zadání a stisknutí tlačítka OK se kondenzační křivka vykreslí (viz obr. 6.5) a zobrazí se protokol s požadovanými teplotami, průtoky par, vlastnostmi a dalšími daty nutnými pro výpočet (viz tab. 6.2). Pro výpočet vlastností zadané směsi řešeného problému byl použit termofyzikální model Peng-Robinson.



Obr. 6.2: Návrh simulační jednotky pro výpočet kondenzační křivky v ChemCadu

Stream No.	1
Stream Name	
Temp C	84.19684
Pres kPa	517.1
Vapor Fraction	1
Enthalpy MJ/h	-161172.5
Total flow	81600
Total flow unit	kg/h
Comp unit	mole frac
N-Butane	0.3
N-Pentane	0.7

Obr. 6.3: Zadání vstupních dat

No. of points: 7 ☒ Print physical properties

Zone cut option:

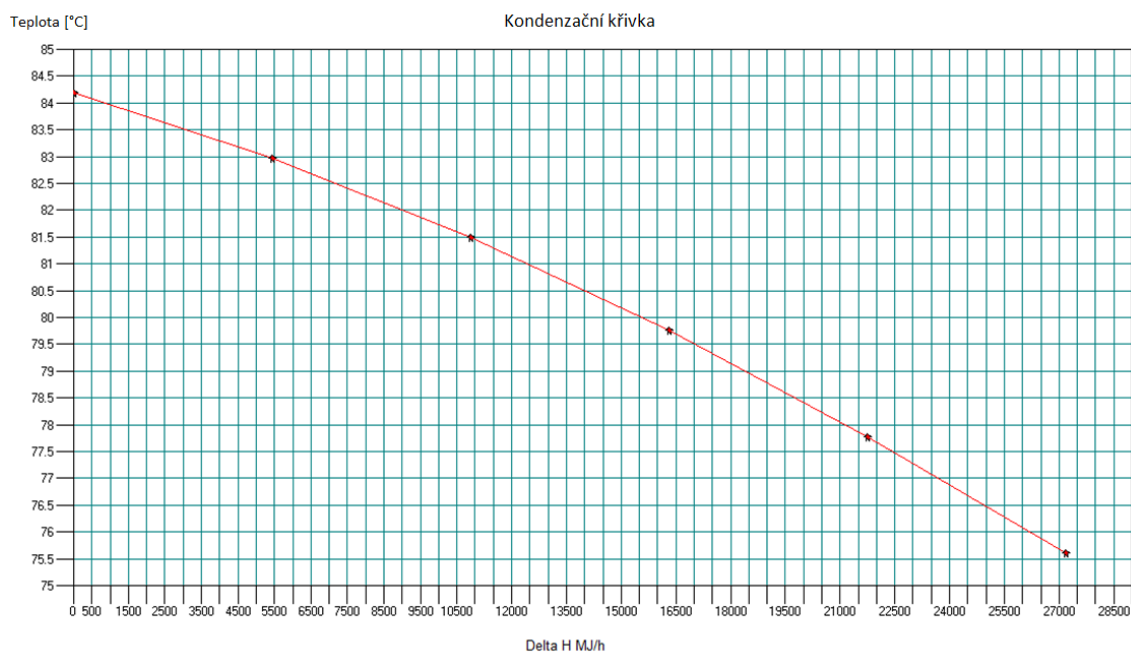
- ☐ Temperature cut
- ☒ H cut with dew/bubble points
- ☐ Equal H cut

Plot Option

- ☒ Plot X-axis = DelH, Y-axis = Temp
- ☐ Plot X-axis = % Length, Y-axis = Temp

Buttons: Cancel, OK

Obr. 6.4: Výběr parametrů vykreslení kondenzační křivky



Obr. 6.5: Kondenzační křivka získaná z programu ChemCad 6.5.2

Tab. 6.2: Data kondenzační křivky získaná z programu ChemCad 6.5.2

Zóna	Tlak	Teplota	Tepelný výkon	Průtok páry	Průtok kapaliny	Latentní teplo	Povrchové napětí	Kritický tlak
--	kPa	°C	MJ/h	kg/h	kg/h	kJ/kg	N/m	kPa
1	517,1	84,2	0,00E+00	8,16E+04	8,54E-01	309,22	0,01	3485,63
2	517,1	82,97	5,44E+03	6,48E+04	1,68E+04	311,24	0,01	3500,93
3	517,1	81,5	1,09E+04	4,82E+04	3,34E+04	311,54	0,01	3519,5
4	517,1	79,77	1,63E+04	3,19E+04	4,97E+04	311,91	0,01	3541,74
5	517,1	77,78	2,18E+04	1,58E+04	6,58E+04	312,35	0,01	3567,62
6	517,11	75,61	2,72E+04	3,45E-01	8,16E+04	312,97	0,01	3596,18

Tab. 6.2: Data kondenzační křivky získaná z programu ChemCad 6.5.2 - pokračování

Zóna	MTK páry	Viskozita páry	Tep. vod. páry	Hustota páry	MTK kapaliny	Viskozita kapaliny	Tep. vod. kapaliny	Hustota kapaliny
--	kJ/(kg.K)	Pa.s	W/(m.K)	kg/m3	kJ/(kg.K)	Pa.s	W/(m.K)	kg/m3
1	2,03	1,00E-05	2,18E-02	1,35E+01	2,69E+00	1,40E-04	0,09	547,54
2	2,02	1,00E-05	2,17E-02	1,35E+01	2,69E+00	1,40E-04	0,09	547,91
3	2,02	1,00E-05	2,16E-02	1,34E+01	2,68E+00	1,40E-04	0,09	548,32
4	2,01	1,00E-05	2,15E-02	1,33E+01	2,67E+00	1,40E-04	0,09	548,74
5	2	1,00E-05	2,14E-02	1,33E+01	2,67E+00	1,40E-04	0,09	549,14
6	1,99	1,00E-05	2,13E-02	1,32E+01	2,66E+00	1,40E-04	0,09	549,46

Data kondenzační křivky a termofyzikálních vlastností řešeného problému jsou uvedena v tab. 6.2 a jsou využita pro výpočet zadaného kondenzátoru.

6.5.2 Vlastní řešení problému

Na základě provedené rešerše a výběru vhodných výpočtových vztahů a postupů popisujících kondenzaci, které byly uvedeny v kapitole 4 a 5, byl upraven interní výpočtový program na výpočet kondenzátorů ÚPEI VUT v Brně, který je vytvořen v matematickém softwaru Maple. Tento program byl následně použit pro řešení zadaného problému, tedy pro výpočet horizontálního trubkového kondenzátoru směsi n-butan a n-pentan.

Před vlastním výpočtem bylo potřeba provést počáteční specifikace geometrie. Jednalo se o:

a) Umístění látek

Je použit horizontální kondenzátor s kondenzací média v plášti. Tudíž směs n-butanu a n-pentanu bude umístěna v plášti a chladicí voda v trubkách.

b) Typ pláště a typ hlav

Byl vybrán plášť typu E, protože se jedná o neekonomičtější typ kondenzátoru. Kvůli vysokému teplotnímu rozdílu obou proudů byly vybrány U-trubky. Kvůli možnosti čištění v trubkách, byla vybrána hlava typu A (dle členění TEMA). Kondenzátor je tedy typu AEU.

c) Trubky

Byly vybrány trubky o vnějším průměru 19,05 mm a tloušťce stěny 1,65 mm.

d) Uspořádání trubek

Protože médium v plášti je čisté, je vybráno trojúhelníkové uspořádání trubek. Rozteč trubek je 24 mm.

e) Přepážky

Byly vybrány segmentové přepážky o vzdálenosti 0,4násobek průměru pláště a 35% výřezu.

f) Těsnící pásy

Mezera mezi svazkem trubek a pláštěm je obvykle malá, avšak pro kondenzátor je požadována rozrážecí deska kvůli vysoké rychlosti vstupní páry a některé trubky budou muset být vynechány, aby byla zajištěna adekvátní plocha nad rozrážecí deskou pro vstupní páru. V závislosti na velikosti výsledné mezery ve svazku trubek mohou být vyžadovány těsnící pásy k zablokování obtokových proudů. V našem výpočtu však nebyly uvažovány.

g) Konstrukční materiály

Pro trubky byl vybrán materiál 90/10 Cu-Ni, aby byla zajištěna odolnost pro korozi. Kvůli zajištění kompatibility byl tento materiál použit i pro trubkovnici. Pro plášť,

hlavy a všechny další komponenty byla jako dostačující materiál vybrána uhlíková ocel.

Dalším krokem před výpočtem bylo zjištění množství chladicí vody. Z tepelné bilance a požadavku na maximální ohřev vody o 20 °C byl stanoven průtok chladicí vody na 93 kg/s.

Aby byla zajištěna nízká tlaková ztráta média v plášti, bylo uvažováno 4chodé uspořádání trubek. Počet trubek byl určen na základě dovolené rychlosti proudění vody v trubkách, která byla stanovena na hodnotu 1,5 m/s. Výpočtem vyšel počet trubek 1220 a tomu odpovídající průměr pláště 980 mm.

Výběr typu geometrie a uspořádání byl vložen do výpočtového programu a byl proveden výpočet. Výsledky výpočtu kondenzátoru jsou uvedeny v tab. 6.3.

Tab. 6.3: Výsledky výpočtu kondenzátoru směsi n-butanu a n-pentanu

VÝSLEDKY VÝPOČTU KONDENZÁTORU METODOU BELL-GHALY							

Tv	[°C]	84.200	82.970	81.500	79.770	77.780	75.610

w	[kg páry/kg média]	1.000	0.795	0.592	0.392	0.195	0.000
mv	[kg/s]	22.667	18.028	13.417	8.889	4.417	0.000
Qo	[kW]	0.000	1511.111	3027.778	4527.778	6055.556	7555.556
Qs	[kW]	0.000	50.304	97.912	140.490	174.744	195.680
gamma	[-]		0.033	0.031	0.028	0.022	0.014
Tc	[°C]	49.436	45.549	41.647	37.789	33.859	30.000
LMTD*Ft	[°C]		36.076	38.624	40.908	42.944	44.760

Tw	[°C]		66.828	61.201	54.749	48.031	42. 543
Re_Kern	[-]	414161.621	320021.129	227011.455	135415.301	44949.964	
ReL	[-]	2112.600	5247.102	6227.622	5128.883	2035.763	
hc	[W/m^2.K]	2332.077	1675.010	1140.914	751.711	574.138	
hv	[W/m^2.K]	638.242	553.847	458.530	345.111	188.167	
hf	[W/m^2.K]	2655.028	1850.701	1227.618	790.308	599.677	
hv*	[W/m^2.K]	19172.341	17644.239	16153.792	15392.312	13481.678	
U	[W/m^2.K]	1165.387	974.381	765.831	568.318	460.613	
A	[m^2]	35.942	40.300	47.880	62.599	72.755	

Celková plocha kondenzátoru je 259.5 m^2.							
Celková délka kondenzátoru je 3.55 m.							
Tlaková ztráta kondenzátu je 45.1 kPa.							
Tlaková ztráta chladícího média je 42.3 kPa.							

Jak je vidět z výstupního protokolu programu ÚPEI na výpočet kondenzátorů, je výsledná délka trubek kondenzátoru rovna 3,55 m. Tlakové ztráty rovněž vyhovují zadaným podmínkám.

6.5.3 Ověření výsledků programem HTRI

Pro účely srovnání byl dále proveden výpočet v programu HTRI. Na obr. 6.6 je zadávací okno pro vstupní data výpočtu. Výpočet v HTRI byl proveden pomocí rovnovážné i nerovnovážné metody. Pro výpočet vlastností byla použita databáze VMG Thermo a model

Peng-Robinson. Okno s výsledky výpočtu pro rovnovážnou metodu je na obr. 6.7. Podrobné výsledky výpočtů pro rovnovážnou resp. nerovnovážnou metodu jsou uvedeny v příloze č. 2 resp. č. 3.

HTRI Xchanger Suite v6.00 - [Xist - [Input] - Condenser - Input Summary]

File Edit View Input Tools Window Help

Case Mode
☒ Rating ☐ Simulation ☐ Design

Exchanger Configuration
 Exchanger service: Generic Shell and Tube

Process Conditions

Parameter	Hot Shell	Cold Tube	Unit
Flow rate	22.6798	92.6634	kg/s
Inlet/outlet Y	1 / 0	0 /	Weight fraction vapor
Inlet/outlet T	/	29.45 /	C
Inlet P/allow dP	517.106 /	413.685 /	kPa / kPa
Fouling resistance	0.000088	0.000176	m ² ·K/W

Shell Geometry

TEMA type: A J21 U
 ID: 990.602 mm
 Orientation: Horizontal
 Hot fluid: Shellside

Baffle Geometry

Type: Single segmental
 Orientation: Parallel
 Cut: 35 % ID
 Spacing: 347.981 mm

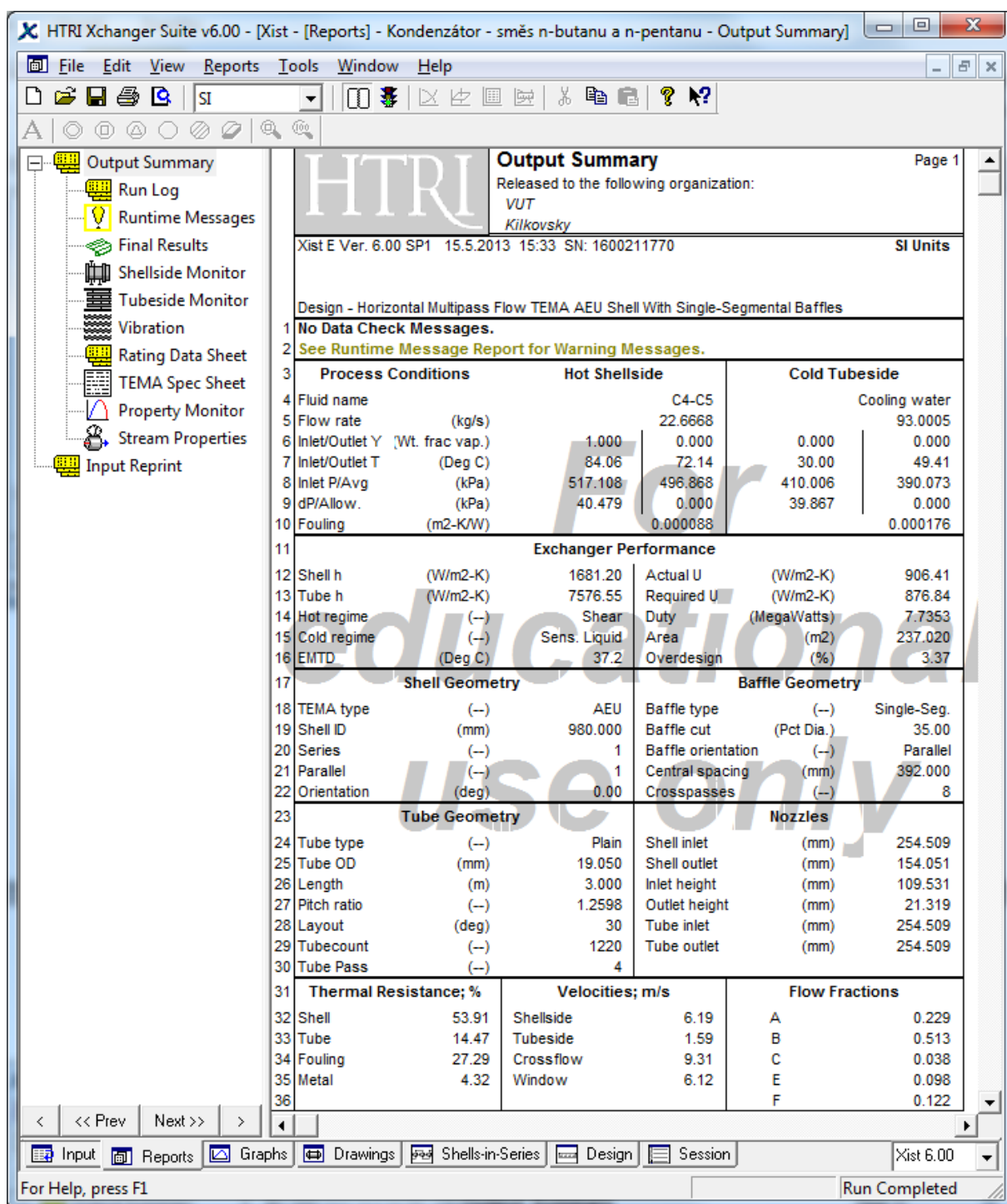
Tube Geometry

Type: Plain
 Length: 2.75 m
 Tube OD: 19.05 mm
 Pitch: 23.813 mm
 Wall thickness: 1.651 mm
 Layout angle: 30 degrees
 Tubepasses: 4
 Tubecount: 1336

Input Reports Graphs Drawings Shells-in-Series Design Session

For Help, press F1 Run Completed

Obr. 6.6: Zadávací okno programu HTRI se vstupními údaji



Obr. 6.7: Výsledkové okno programu HTRI

6.5.4 Vyhodnocení dosažených výsledků

Výsledky výpočtů, dosažených použitými výpočtovými postupy, udává tabulka 6.4. Jak je z tabulky patrné, výpočet pomocí vlastního výpočtového programu jen při uvažování Nusseltovy teorie dává nejvyšší potřebnou plochu výměny tepla, která se oproti ostatním metodám liší přibližně o 60-90 %. Tento rozdíl je způsobený neuvažováním značného vlivu turbulencí

a smykového napětí na proces přestupu tepla. Plocha výměny tepla potřebná pro daný proces při uvažování těchto vlivů získaná vlastním výpočtovým programem je už v dobré shodě s výsledky získanými profesionálním výpočtovým programem HTRI verze 6. Z tabulky je dále patrné, že dovolené tlakové ztráty jsou dodrženy.

Tab. 6.4: Srovnání výsledků získaných různými výpočtovými postupy

Parametry		Vlastní výpočet – Nusseltova teorie	Vlastní výpočet – rovnovážná metoda	HTRI rovnovážná metoda	HTRI nerovnovážná metoda
U	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	456,4	786,9	906,4	853,7
LMTD	[K]	40,7	40,7	37,2	37,1
A	[m ²]	409,4	259,5	237	251,6
L	[m]	5,6	3,55	3,0	3,2
Předimenzování	[%]	-	-	3,4	3,0
Δp_t	[kPa]	54,2	42,3	39,9	41,6
Δp_s	[kPa]	68,6	45,1	40,5	41,5

Jak ukazují výsledky, je možné vytvořený program používat i pro praktické návrhy kondenzátorů směsí par (bez přítomnosti nekondenzující složky).

7 Závěr

Cílem této práce bylo provést přehled a porovnání výpočtových vztahů a postupů, využívaných při návrhu trubkových kondenzátorů páry (shell-and-tube) a ty pak aplikovat na konkrétní případ.

V první části diplomové práce byl proveden přehled možných typů kondenzátorů s postupem výběru vhodného typu pro danou aplikaci. V kapitole 4 byly popsány dva přístupy ve výpočtu kondenzátoru. Jedná se o rovnovážnou a nerovnovážnou metodu. Tyto postupy byly podrobněji popsány a byly uvedeny jejich zjednodušení, výhody a nevýhody. V kapitole 5 je proveden soupis možných výpočtových vztahů pro určení součinitele přestupu tepla na straně kondenzátu pro různé typy kondenzátorů a různé režimy proudění a různé vlivy (smykové napětí).

Tyto výpočtové vztahy a postupy pak byly aplikovány na konkrétní úloze kondenzace směsi n-butanu a n-pentanu. Příklad byl řešen od samotného výběru vhodného typu kondenzátoru až po jeho výpočet. Byl ukázán i postup získání kondenzační křivky a termofyzikálních dat pomocí simulačního softwaru ChemCad 6.5.2. Výpočet kondenzátoru byl proveden v upravené verzi výpočtového programu ÚPEI, který je vytvořen v matematickém softwaru Maple. Takto získané výsledky pak byly porovnány s výstupy profesionálního návrhového prostředí HTRI 6, který umožňuje řešení jak pro rovnovážnou, tak i nerovnovážnou metodu.

Problematika kondenzace par je velmi složitá a zahrnuje řadu dalších problémů (například vliv podchlazení kondenzátu, vliv přehřáté páry, vliv nekondenzujících složek, atd.) které v této práci nebyly z důvodu zjednodušení uvažovány nebo podrobněji řešeny. V dnešní době se pro návrh používají téměř výhradně simulační programy jako HTRI, Aspen, ChemCad aj., které využívají k výpočtu zejména nerovnovážné metody. Jak však ukázaly výsledky výpočtů, je možné pro velké množství typů úloh (zejména pro úlohy bez nekondenzujících složek) použít i zjednodušenou rovnovážnou metodu, která dává uspokojivé výsledky.

Seznam použité literatury

- [1] Serth, R. W. *Process Heat Transfer: Principles and Applications*. 1. vyd. London: Academic Press, 2007. 755 s. ISBN 0123735882.
- [2] Cao, E. *Heat transfer in process engineering*. 1. vyd. McGraw-Hill, 2010. 568 s. ISBN 978-0-07-162408-4.
- [3] Hewitt, G. F. *Process heat transfer*. CRC Press, 1994. ISBN 0-8493-9918-1.
- [4] Kakaç, S., Hongtan, L. *Heat Exchangers: Selection, Ratings and Thermal design*. 2. vyd., CRC Press, 2002. 501 s. ISBN 0-8493-0902-6.
- [5] Rubin, E L., Multizone condensers: desuperheating, condensing, subcooling, *Heat Transfer Eng.*, 1981, vol. 3, č. 1, s. 49–58.
- [6] Šorin, S. N. *Sdílení tepla*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1968. 400 s.
- [7] Silver, L. Gas cooling with aqueous condensation, *Trans. Inst. Chem. Eng.*, 1947, č. 25, s. 30–42.
- [8] Bell, K. J., and M. A. Ghaly. An approximate generalized design method for multicomponent /partial condensers. *AIChE Symposium Series*, 1972, vol. 69, č.131, s. 72–79.
- [9] McNaught, J. M. Mass transfer correction terms in design methods for multicomponent-partial condensers, in condensation heat transfer. *ASME-AIChE*, s.111.
- [10] Ackermann, G. Combined heat and mass transfer in the same field at high temperature and partial pressure differences. *Forsch. Ingenieurwes.*, 1937, s. 1–16, 8(382).
- [11] McNaught, J. M. Assessment of design methods for condensation of vapours from non-condensing gas, *ICHMT Seminar*, 1981, Dubrovnik.
- [12] Webb, D. R., Kim, J. S. A modification to the equilibrium model for condensation of vapours of immiscible liquids. *Chemical Engineering Research and Design*. vol. 77, vyd. 2, březen 1999, str. 110–116.
- [13] Webb, D. R. Design of multicomponent condensers. *Heat Exchanger DesignUpdate*, 2(1), 1995, Begell House Publishers, New York.

- [14] Colburn, A. P., Hougen, O. A. Design of cooler condensers for mixtures of vapours with non-condensing gases. *Ind. Eng. Chem.*, 1934, č. 26, s. 1178.
- [15] Colburn, A. P., Drew, T. B. The condensation of mixed vapours. *Trans. ASChE*, 1937, č. 33, s. 197–215.
- [16] Price, B. C., Bell, K. J. Design of binary vapour condensers using the Colburn-Drew equations. *AiChEJ Symposium Series*, 1974, 7(138), s. 267–272.
- [17] Webb, D. R., Fahrner, M., Schwaab, R. The relationship between the Colburn and Silver methods of condenser design. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1996, sv. 39, č. 15, s. 3147–3156.
- [18] Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P., Cho, Y. I. *Handbook of heat transfer*. 3. vyd. McGraw-Hill, 1998. ISBN 978-0070535558.
- [19] McNaught, J. M. Two-phase forced convection heat transfer during condensation on horizontal tube bundles. *Proc. Seventh Int. Heat Transfer Conf.* Hemisphere Publishing Corp., New York, 1982, vol. 5, s. 125–131.
- [20] Boyko, L. D., Kruzhilin, G. D. Heat transfer and hydraulic resistance during condensation of steam in a horizontal tube and in a bundle of tubes. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 1967, vol. 10, s. 361–373.
- [21] Breber, G., J. W. Palen and J. Taborek, Prediction of horizontal tubeside condensation of pure components using flow regime criteria, *J. Heat Transfer*, 1980, vol. 102, s. 471–476.
- [22] Shah, M. M., A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1979, vol. 22, s. 547–556.
- [23] *Maple*. [online], [cit. 2013-04-20]. <<http://www.maplesoft.cz/maple>>
- [24] *CHEMCAD Version 6. User Guide*. [online], [cit. 2013-04-23]. <http://www.chemstations.com/content/documents/CHEMCAD_6_User_Guide_-_online.pdf>
- [25] *HTRI Xchanger Suite*. [online], [cit. 2013-04-23]. <http://www.htri.net/articles/htri_xchanger_suite>
- [26] Perry, Robert H. a Green, Don W., ed. *Perry's chemical engineers' handbook*. 8th ed. New York: McGraw-Hill, 2008. 1 sv. ISBN 978-0-07-142294-9.

Seznam příloh

- Příloha č. 1: Výpočet modelového příkladu na výpočet vertikálního kondenzátoru s kondenzací v plášti v programu Maple.
- Příloha č. 2: Výstupní protokol programu HTRI - výpočet rovnovážnou metodou.
- Příloha č. 3: Výstupní protokol programu HTRI - výpočet nerovnovážnou metodou.
- Příloha č. 4: CD obsahující elektronickou verzi textu a příloh, zdrojový kód modelového příkladu v programu Maple a tabulku dat kondenzační křivky z ChemCadu.

Příloha č. 1

Zadání:

Proud o hmotnostním toku 2 kg/s sytých par 1-propanolu o teplotě 97 °C a atmosférickém tlaku kondenzuje v jednoduchém vertikálním kondenzátoru na povrchu trubkového svazku. Parametry zařízení jsou uvedeny níže.

Řešení.

```
> restart;
```

```
# údaje platí pro 1-propanol za daných podmínek
```

```
Tsat:=97:           # teplota [°C]
rhoL:=785:          # hustota [kg/m3]
rhoV:=1.997:        # hustota [kg/m3]
kL:=0.164:          # tepelná vodivost [W/m.K]
miL:=0.0005:         # dynamická viskozita kapaliny při T [Pa.s]
miG:=9.62*10^(-6):  # dynamická viskozita pary při T [Pa.s]
lambda:=687.8:       # výparné teplo [kJ/kg]
cpL:=3.22*10^3:      # MTK [J/kg.K]
```

```
W:=2:               # hmotnostní tok par [kg/s]
Do:=0.0190:          # trubky vnější průměr [m]
Di:=0.0150:          # trubky vnitřní průměr [m]
L:=4:                # trubky délka [m]
N:=500:              # trubky počet [-]
g:=9.81:             # gravitační konstanta [m/s2]
```

a) Nusseltova teorie

Hmotnostní tok kondenzátu na 1 trubku:

```
Gv:='W/(Pi*N*(Do))';
evalf(Gv);          # [kg/m.s]
```

$$Gv := \frac{W}{\pi N Do}$$

0.0670126076

Reynoldsovo číslo:

```
Rey:='4*Gv/miL';
evalf(Rey);
```

$$Rey := \frac{4 Gv}{miL}$$

536.100860

Koeficient přestupu tepla filmu kondenzátu :

```
h1:='1.47*((kL^3*rhoL^2*g)/(miL^2*Rey))^(1/3)';
evalf(h1);          # [W/m2.K]
```

$$h1 := 1.47 \left(\frac{kL^3 \rho L^2 g}{miL^2 Re_y} \right)^{1/3}$$

858.160364

b) Turbulence ve vrstvě kondenzátu

Koeficient přestupu tepla filmu kondenzátu (2. režim):

```
h2:='(Rey*(kL^3*rhoL*(rhoL-rhoV)*g/miL^2)^(1/3))/(1.08*Rey^1.22-5.2)';
evalf(h2); # [W/m2.K]
```

$$h2 := \frac{Re_y \left(\frac{kL^3 \rho L (\rho L - \rho V) g}{miL^2} \right)^{1/3}}{1.08 Re_y^{1.22} - 5.2}$$

1103.45112

c) Proměnné vlastnosti médií

Tepelný tok:

```
q:='W*lambda*1000';
evalf(q); # [W]
```

$$q := 1000 W \lambda$$

1.375600010⁶

Změna teploty ve vrstvě kondenzátu:

```
deltaT:='q/(h2*N*Pi*Do*L)';
evalf(deltaT); # [°C]
```

$$\Delta T := \frac{q}{h2 N \pi Do L}$$

10.4425267

Teplota stěny:

```
Tw:='Tsat-deltaT';
evalf(Tw); # [°C]
```

$$T_w := T_{sat} - \Delta T$$

86.5574732

Vážená průměrná teplota vrstvy kondenzátu - korekce:

```
Tf:='0.75*Tw+0.25*Tsat';
evalf(Tf); # [°C]
```

$$T_f := 0.75 T_w + 0.25 T_{sat}$$

89.1681049

Určení vizkozity pro danou teplotu z nomogramu (Perry, str. 449)

```
# pro T=89°C
miL:=0.00057; # [Pa.s]
```

Druhá iterace

Reynoldsovo číslo:

```
Rey:='4*Gv/miL';  
evalf(Rey);
```

$$Rey := \frac{4 Gv}{miL}$$

470.263913

Koeficient přestupu tepla filmu kondenzátu (2. režim):

```
h3:='(Rey*(kL^3*rhoL*(rhoL-rhoV)*g/miL^2)^(1/3))/(1.08*Rey^1.22-5.2)';  
evalf(h3); # [W/m2.K]
```

$$h3 := \frac{Rey \left(\frac{kL^3 \rho L (\rho L - \rho V) g}{miL^2} \right)^{1/3}}{1.08 Rey^{1.22} - 5.2}$$

1041.13172

Změna teploty ve vrstvě kondenzátu:

```
deltaT:='q/(h3*N*Pi*Do*L)';  
evalf(deltaT); # [°C]
```

$$\Delta T := \frac{q}{h3 N \pi Do L}$$

11.0675888

Teplota stěny:

```
Tw:='Tsat-deltaT';  
evalf(Tw); # [°C]
```

$$Tw := Tsat - \Delta T$$

85.9324111

Vážená průměrná teplota vrstvy kondenzátu - korekce:

```
Tf:='0.75*Tw+0.25*Tsat';  
evalf(Tf); # [°C]
```

$$Tf := 0.75 Tw + 0.25 Tsat$$

88.6993083

...přiblížení je dostatečné, další iterace není nutná.

d) Vliv smykového napětí

Prandtlovo číslo

```
PrL:='(cpL*miL)/kL';  
evalf(PrL); # [-]
```

$$PrL := \frac{cpL miL}{kL}$$

11.1914634

Součinitel přestupu tepla pro celkový tok ve formě kapaliny

```
hLO:='0.023*(kL/Di)*Rey^(0.8)*PrL^(0.4)';  
evalf(hLO); #[W/m2.K]
```

$$hLO := \frac{0.023 kL Re^{0.8} PrL^{0.4}}{Di}$$

90.7629283

Součinitel přestupu tepla pro sytou páru (x=1)

```
hshx1:='hLO*(1+((rhoL-rhoV)/rhoV)*1)^(1/2)';  
evalf(hshx1); #[W/m2.K]
```

$$hshx1 := hLO \sqrt{1 + \frac{\rho L - \rho V}{\rho V}}$$

1799.51012

Součinitel přestupu tepla pro sytou kapalinu (x=0)

```
hshx0:='hLO*(1+((rhoL-rhoV)/rhoV)*0)^(1/2)';  
evalf(hshx0); #[W/m2.K]
```

$$hshx0 := hLO$$

90.7629283

Průměrný součinitel přestupu tepla (smyková složka)

```
hav:='(hshx1+hshx0)/2';  
evalf(hav); #[W/m2.K]
```

$$hav := \frac{1}{2} hshx1 + \frac{1}{2} hshx0$$

945.136527

Celkový součinitel přestupu tepla pro střední rychlosti (30<=Re<=1600)

```
h4:='(h3^2+hav^2)^(1/2)';  
evalf(h4); #[W/m2.K]
```

$$h4 := \sqrt{h3^2 + hav^2}$$

1406.14306

Příloha č. 2

Výstupní protokol programu HTRI - výpočet rovnovážnou metodou

Output Summary

Page 1

Released to the following organization:

VUT

Kilkovsky

Xist E Ver. 6.00 SP1 20.5.2013 11:30 SN: 1600211770

SI Units

Design - Horizontal Multipass Flow TEMA AEU Shell With Single-Segmental Baffles

1 No Data Check Messages.

2 See Runtime Message Report for Warning Messages.

3	Process Conditions		Hot Shellside		Cold Tubeside	
4	Fluid name		C4-C5		Cooling water	
5	Flow rate (kg/s)		22.6668		93.0005	
6	Inlet/Outlet Y (Wt. frac vap.)		1.000	0.000	0.000	0.000
7	Inlet/Outlet T (Deg C)		84.06	72.14	30.00	49.41
8	Inlet P/Avg (kPa)		517.108	496.868	410.006	390.073
9	dP/Allow. (kPa)		40.478	0.000	39.866	0.000
10	Fouling (m2-K/W)		0.000088		0.000176	
11	Exchanger Performance					
12	Shell h (W/m2-K)		1681.20	Actual U (W/m2-K)	906.41	
13	Tube h (W/m2-K)		7576.55	Required U (W/m2-K)	876.87	
14	Hot regime (--)		Shear	Duty (MegaWatts)	7.7353	
15	Cold regime (--)		Sens. Liquid	Area (m2)	237.017	
16	EMTD (Deg C)		37.2	Overdesign (%)	3.37	
17	Shell Geometry			Baffle Geometry		
18	TEMA type (--)		AEU	Baffle type (--)	Single-Seg.	
19	Shell ID (mm)		980.000	Baffle cut (Pct Dia.)	35.00	
20	Series (--)		1	Baffle orientation (--)	Parallel	
21	Parallel (--)		1	Central spacing (mm)	392.000	
22	Orientation (deg)		0.00	Crosspasses (--)	8	
23	Tube Geometry			Nozzles		
24	Tube type (--)		Plain	Shell inlet (mm)	254.509	
25	Tube OD (mm)		19.050	Shell outlet (mm)	154.051	
26	Length (m)		3.000	Inlet height (mm)	109.531	
27	Pitch ratio (--)		1.2598	Outlet height (mm)	21.319	
28	Layout (deg)		30	Tube inlet (mm)	254.509	
29	Tubecount (--)		1220	Tube outlet (mm)	254.509	
30	Tube Pass (--)		4			
31	Thermal Resistance; %		Velocities; m/s		Flow Fractions	
32	Shell	53.91	Shellside	6.19	A	0.229
33	Tube	14.47	Tubeside	1.59	B	0.513
34	Fouling	27.29	Crossflow	9.31	C	0.038
35	Metal	4.32	Window	6.12	E	0.098
36					F	0.122

Final Results

Page 2

Released to the following organization:

VUT

Kilkovsky

Xist E Ver. 6.00 SP1 20.5.2013 11:30 SN: 1600211770

SI Units

Design - Horizontal Multipass Flow TEMA AEU Shell With Single-Segmental Baffles

1	Process Data				Hot Shellside		Cold Tubeside		Shellside Performance					
2	Fluid name		C4-C5		Cooling water		Nom vel, X-flow/window 9.31 / 6.12							
3	Fluid condition		Cond. Vapor		Sens. Liquid		Flow fractions for vapor phase							
4	Total flow rate (kg/s)		22.6668		93.0005		A=0.2292 B=0.5125 C=0.0382 E=0.0980 F=0.1220							
5	Weight fraction vapor, In/Out (--)		1.000 0.000		0.000 0.000									
6	Temperature, In/Out (Deg C)		84.06 72.14		30.00 49.41									
7	Temperature, Average/Skin (Deg C)		78.10 58.80		39.71 45.82									
8	Wall temperature, Min/Max (Deg C)		41.40 66.47		40.18 64.09									
9	Pressure, In/Average (kPa)		517.108 496.868		410.006 390.073									
10	Pressure drop, Total/Allowed (kPa)		40.478		39.866									
11	Velocity, Mid/Max allow (m/s)		6.19		1.59									
12	Mole fraction inert/Boiling range (Deg C)		0.0000		0.0									
13	Average film coef. (W/m2-K)		1681.20		7576.55									
14	Heat transfer safety factor (--)		1.000		1.000									
15	Fouling resistance (m2-K/W)		0.000088		0.000176									
16	Overall Performance Data													
17	Overall coef., Req'd/Clean/Actual (W/m2-K)		876.87 / 1246.64 / 906.41											
18	Heat duty, Calculated/Specified (MegaWatts)		7.7353 /											
19	Effective overall temperature difference (Deg C)		37.2											
20	EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H) (Deg C)		37.27 * 0.9986 * 1.0000											
21														
22	See Runtime Messages Report for warnings.													
23														
24														
25														
26	Exchanger Fluid Volumes													
27	Approximate shellside (L)		1074.2											
28	Approximate tubeside (L)		2293.5											
29	Shell Construction Information													
30	TEMA shell type		AEU		Shell ID (mm)		980.000							
31	Shells Series		1 Parallel 1		Total area (m2)		242.414							
32	Passes Shell		1 Tube 4		Eff. area (m2/shell)		237.017							
33	Shell orientation angle (deg)		0.00											
34	Impingement present		No											
35	Pairs seal strips		1		Passlane seal rods (mm)		19.050 No. 4							
36	Shell expansion joint		No		Full support at U-Bend		No							
37	Weight estimation Wet/Dry/Bundle		10051.1 / 6685.57 / 3806.24		(kg/shell)									
38														
39	Baffle Information													
40	Type		Parallel Single-Seg.		Baffle cut (% dia)		35.00							
41	Crosspasses/shellpass		8		No. (Pct Area)		(mm) to C.L							
42	Central spacing (mm)		392.000		1 31.05		147.000							
43	Inlet spacing (mm)		516.430		2 0.00		0.000							
44	Outlet spacing (mm)		574.023											
45	Baffle thickness (mm)		9.525											
46														
47														
48	Tube Information													
49	Tube type		Plain		Tubecount per shell		1220							
50	Length to tangent (m)		3.000		Pct tubes removed (both)		6.07							
51	Effective length (m)		3.246		Outside diameter (mm)		19.050							
52	Total tubesheet (mm)		73.907		Wall thickness (mm)		1.651							
53	Area ratio (out/in)		1.2097		Pitch (mm)		24.0000 Ratio		1.2598					
54	Tube metal		Copper/nickel 80/20		Tube pattern (deg)		30							
									Shellside Heat Transfer Corrections					
									Total	Beta	Gamma	End	Fin	
									0.892	0.834	1.069	0.985	1.000	
									Pressure Drops (Percent of Total)					
									Cross	Window	Ends	Nozzle	Shell	Tube
									50.90	15.64	23.02	Inlet	22.95	4.64
									MOMENTUM		-20.81	Outlet	8.29	2.99
									Two-Phase Parameters					
									Method	Inlet	Center	Outlet	Mix F	
									LITERATURE	Ann-Mist	Shear	Gravity	0.8647	
									H. T. Parameters					
									Overall wall correction		Shell	Tube		
									Midpoint	Prandtl no.		4.76		
									Midpoint	Reynolds no.	27746	35479		
									Bundle inlet	Reynolds no.	333313	31172		
									Bundle outlet	Reynolds no.	17888	39397		
									Fouling layer	(mm)				
									Thermal Resistance					
									Shell	Tube	Fouling	Metal	Over Des	
									53.91	14.47	27.29	4.32	3.37	
									Total fouling resistance			3.009e-4		
									Differential resistance			3.717e-5		
									Shell Nozzles					
									Inlet at channel end-No	Inlet	Outlet	Liquid		
									Number at each position	1	1	Outlet		
									Diameter	(mm)	254.509	154.051	0	
									Velocity	(m/s)	32.84	2.17		
									Pressure drop	(kPa)	9.291	3.357		
									Height under nozzle	(mm)	109.531	21.319		
									Nozzle R-V-SQ	(kg/m-s2)	14632.8	2643.19		
									Shell ent.	(kg/m-s2)	4385.33	5208.10		
									Tube Nozzle					
									Diameter	(mm)	254.509	254.509		
									Velocity	(m/s)	1.84	1.86		
									Pressure drop	(kPa)	1.848	1.190		
									Nozzle R-V-SQ	(kg/m-s2)	3359.51	3400.30		
									Annular Distributor					
									Length	(mm)	Inlet	Outlet		
									Height	(mm)				
									Slot area	(mm2)				
									Diametral Clearances (mm)					
									Baffle-to-shell	Bundle-to-shell	Tube-to-baffle			
									4.7625	15.5514	0.7938			

Supplementary Results

Page 3

Released to the following organization:

VUT

Kilkovsky

Xist E Ver. 6.00 SP1 20.5.2013 11:30 SN: 1600211770

SI Units

Design - Horizontal Multipass Flow TEMA AEU Shell With Single-Segmental Baffles

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 78.09 (C)

Mean tube metal temperature in each tubepass, (C)

<u>Tube Pass</u>	<u>Inside</u>	<u>Outside</u>	<u>Radial</u>
------------------	---------------	----------------	---------------

1	48.08	50.00	49.10
---	-------	-------	-------

2	51.91	53.65	52.84
---	-------	-------	-------

3	54.94	56.47	55.75
---	-------	-------	-------

4	57.70	59.03	58.41
---	-------	-------	-------

Reprinted with Permission (v6 SP1)

Příloha č. 3

Výstupní protokol programu HTRI - výpočet nerovnovážnou metodou

Output Summary

Page 1

Released to the following organization:

VUT

Kilkovsky

Xist E Ver. 6.00 SP1 20.5.2013 11:33 SN: 1600211770

SI Units

Design - Horizontal Multipass Flow TEMA AEU Shell With Single-Segmental Baffles

1 No Data Check Messages.

2 See Runtime Message Report for Warning Messages.

3	Process Conditions		Hot Shellside		Cold Tubeside	
4	Fluid name		C4-C5		Cooling water	
5	Flow rate (kg/s)		22.6668		93.0005	
6	Inlet/Outlet Y (Wt. frac vap.)	1.000	0.000	0.000	0.000	
7	Inlet/Outlet T (Deg C)	84.06	72.06	30.00	49.43	
8	Inlet P/Avg (kPa)	517.108	496.361	410.006	389.229	
9	dP/Allow. (kPa)	41.494	0.000	41.554	0.000	
10	Fouling (m2-K/W)	0.000088		0.000176		
11	Exchanger Performance					
12	Shell h (W/m2-K)	1508.51	Actual U (W/m2-K)	853.66		
13	Tube h (W/m2-K)	7572.87	Required U (W/m2-K)	828.41		
14	Hot regime (--)	Shear	Duty (MegaWatts)	7.7401		
15	Cold regime (--)	Sens. Liquid	Area (m2)	251.620		
16	EMTD (Deg C)	37.1	Overdesign (%)	3.05		
17	Shell Geometry		Baffle Geometry			
18	TEMA type (--)	AEU	Baffle type (--)	Single-Seg.		
19	Shell ID (mm)	980.000	Baffle cut (Pct Dia.)	35.00		
20	Series (--)	1	Baffle orientation (--)	Parallel		
21	Parallel (--)	1	Central spacing (mm)	392.000		
22	Orientation (deg)	0.00	Crosspasses (--)	8		
23	Tube Geometry		Nozzles			
24	Tube type (--)	Plain	Shell inlet (mm)	254.509		
25	Tube OD (mm)	19.050	Shell outlet (mm)	154.051		
26	Length (m)	3.200	Inlet height (mm)	109.531		
27	Pitch ratio (--)	1.2598	Outlet height (mm)	21.319		
28	Layout (deg)	30	Tube inlet (mm)	254.509		
29	Tube count (--)	1220	Tube outlet (mm)	254.509		
30	Tube Pass (--)	4				
31	Thermal Resistance; %		Velocities; m/s		Flow Fractions	
32	Shell 56.59	Shellside	6.49	A	0.229	
33	Tube 13.64	Tubeside	1.59	B	0.513	
34	Fouling 25.70	Crossflow	9.77	C	0.038	
35	Metal 4.07	Window	6.42	E	0.098	
36				F	0.122	

VUT

Kilkovsky

Xist E Ver. 6.00 SP1 20.5.2013 11:33 SN: 1600211770

SI Units

Design - Horizontal Multipass Flow TEMA AEU Shell With Single-Segmental Baffles

G:\Work\2013\Závěrečné práce\Mifek\Výpočet příkladu ze Sertha\Kondenzátor - směs n-butanu a n-pentanu.htri

Supplementary Results

Page 3

Released to the following organization:

VUT

Kilkovsky

Xist E Ver. 6.00 SP1 20.5.2013 11:33 SN: 1600211770

SI Units

Design - Horizontal Multipass Flow TEMA AEU Shell With Single-Segmental Baffles

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 77.95 (C)

Mean tube metal temperature in each tubepass, (C)

<u>Tube Pass</u>	<u>Inside</u>	<u>Outside</u>	<u>Radial</u>
------------------	---------------	----------------	---------------

1	47.12	48.92	48.08
---	-------	-------	-------

2	51.17	52.80	52.04
---	-------	-------	-------

3	54.22	55.66	54.99
---	-------	-------	-------

4	57.12	58.37	57.79
---	-------	-------	-------

HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET										Page 4
										SI Units
					Job No.					
Customer					Reference No.					
Address					Proposal No.					
Plant Location					Date	20.5.2013	Rev			
Service of Unit					Item No.					
Size		980.000 x 3199.92 mm		Type	AEU	Horz.	Connected In	1 Parallel	1 Series	
Surf/Unit (Gross/Eff)		257.02 / 251.62 m ²		Shell/Unit	1	Surf/Shell (Gross/Eff) 257.02 / 251.62 m ²				
PERFORMANCE OF ONE UNIT										
Fluid Allocation		Shell Side				Tube Side				
Fluid Name		C4-C5				Cooling water				
Fluid Quantity, Total		kg/hr		81600.5		334802				
Vapor (In/Out)		81600.5								
Liquid				81600.5		334802		334802		
Steam										
Water										
Noncondensables										
Temperature (In/Out)		C		84.06		72.06		30.00 49.43		
Specific Gravity						0.5599		0.9952 0.9832		
Viscosity		mN-s/m ²		0.0091		0.1507		0.7971 0.6228		
Molecular Weight, Vapor										
Molecular Weight, Noncondensables										
Specific Heat		kJ/kg-C		2.0439		2.6525		4.2187 4.2584		
Thermal Conductivity		W/m-C		0.0218		0.0910		0.6157 0.6275		
Latent Heat		kJ/kg		310.863		317.254		2166.42 2177.39		
Inlet Pressure		kPa		517.108				410.006		
Velocity		m/s		6.49				1.59		
Pressure Drop, Allow/Calc		kPa				41.494		41.554		
Fouling Resistance (min)		m ² -K/W		0.000088				0.000176		
Heat Exchanged W		7740071		MTD (Corrected)		37.1		C		
Transfer Rate, Service		828.41 W/m ² -K		Clean		1148.99 W/m ² -K		Actual 853.66 W/m ² -K		
CONSTRUCTION OF ONE SHELL					Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)					
Design/Test Pressure		kPaG		1034.21 /		1034.21 /				
Design Temperature		C		84.06		84.06				
No Passes per Shell				1		4				
Corrosion Allowance		mm								
Connections		In mm		1 @ 254.509		1 @ 254.509				
Size & Rating		Out mm		1 @ 154.051		1 @ 254.509				
		Intermediate		@		@				
Tube No.		610U		OD 19.050 mm		Thk(Avg) 1.651 mm		Length 3.200 m Pitch 24.000 mm Layout 30		
Tube Type		Plain				Material		COPPER/NICKEL 80/20		
Shell		ID 980.000 mm		OD mm		Shell Cover				
Channel or Bonnet						Channel Cover				
Tubesheet-Stationary						Tubesheet-Floating				
Floating Head Cover						Impingement Plate		None		
Baffles-Cross		Type SINGLE-SEG.		%Cut (Diam) 35.00		Spacing(c/c) 392.000		Inlet 516.922 mm		
Baffles-Long				Seal Type						
Supports-Tube				U-Bend		Type				
Bypass Seal Arrangement				Tube-Tubesheet Joint						
Expansion Joint				Type						
Rho-V2-Inlet Nozzle		14632.8 kg/m-s ²		Bundle Entrance 4887.76		Bundle Exit 316.28		kg/m-s ²		
Gaskets-Shell Side				Tube Side						
-Floating Head										
Code Requirements				TEMA Class						
Weight/Shell		6955.97		Filled with Water 10450.3		Bundle 4003.04		kg		
Remarks:										
Reprinted with Permission (v6 SP1)										