



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

PROJEKČNÍ NÁVRH OHŘÍVÁKŮ TOPNÉ VODY
PRO VÝMĚNÍKOVOU STANICI 200 MW

DESIGN OF HEATING WATER HEAT EXCHANGER, CAPACITY 200 MW

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JAKUB VAŠÍČEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MAREK BALÁŠ, PH.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jakub Vašíček

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

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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:

Projekční návrh ohříváků topné vody pro výměňkovou stanici 200 MW

v anglickém jazyce:

Design of heating water heat exchanger, capacity 200 MW

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výměňková stanice o výkonu 200 MW je určena pro ohřev vody soustavy zásobování teplem topnou parou z odběrové turbíny s neregulovanými odběry. Voda o provozním tlaku 1,6 MPa a nejvyšším dovoleném tahu 2,5 MPa je ohřívána z teploty 70 oC na teplotu 140 oC. Topná pára je o následujících parametrech:

1. odběr tlak 0,60125 MPa, entalpie 2460 kJ/kg
2. odběr tlak 0,15832 MPa, entalpie 2706,8 kJ/kg
3. odběr tlak 0,065061 MPa, entalpie 2575,6 kJ/kg

Cíle diplomové práce:

- Koncepční návrh sestavení výměňkové stanice a rozdělení výkonu do jednotlivých ohříváků a jejich vzájemného propojení.
- Základní bilanční návrh toků hmot a energií v rozsahu výměňkové stanice.
- Tepelný a hydraulický návrh jednotlivých ohříváků.
- Projekční výkres ohříváku otápěného parou z druhého odběru s uvedením rozměrů hlavních částí, rozložení a řešení teplosměnných ploch, jejich vestaveb, usměrnění proudů apod. Projekční výkres rozpracujte do úrovně podkladů dostatečných pro následné konstrukční zpracování (konstrukční zpracování není předmětem zadání). Projekční výkres musí obsahovat všechny náležitosti a popisy, které jsou potřebné pro pochopení řešení a následné konstrukční zpracování.
- Ideový návrh dispozičního uspořádání výměňkové stanice (půdorys uspořádání jednotlivých ohříváků s naznačením přívodu topné páry).

Seznam odborné literatury:

Černý, V.: Parní kotle, SNTL 1983

Budaj: Tepelný výpočet kotle, VUT Brno 1983

Baláš, M.: Kotle a výměníky tepla, Brno 2009, ISBN 978-80-214-3955-9

Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT v Praze, 2007, ISBN 978-80-01-03757-7

Vedoucí diplomové práce: Ing. Marek Baláš, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 7.11.2013

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Diplomová práce je zaměřena na projekční návrh ohříváků topné vody pro výměňkovou stanici o celkovém výkonu 200 MW. Cílem práce je koncepční návrh výměňkové stanice, tepelný a hydraulický návrh jednotlivých ohříváků a bilanční návrh toků hmot a energií. Výstupem práce je zápis výpočtů, projekční výkres ohříváku a ideový návrh dispozičního uspořádání výměňkové stanice.

Cíle práce jsou naplněny bezzbytku. Rešeršní část práce se soustředí na záležitosti bezprostředně související se samotným návrhem ohříváků, ale nepodává obecný přehled dané problematiky. Tepelný výpočet je omezen na výpočet teplosměnných ploch pro kondenzaci páry a podchlazení kondenzátu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Tepelný výměník, tepelný tok, teplosměnná plocha, pára, kondenzace, kondenzát

ABSTRACT

The thesis is focused on the design proposal of thermal heaters for heating water in heat-exchanger station with a total output of 200 MW. The aim of the work is conceptual design of heat exchangers, thermal and hydraulic design of individual heaters and preview of flow of mass and energy. The outputs of the work are written calculations, design drawing of one heater and design of a heater arrangement in exchanger station.

The objectives of the work are filled completely. The work is focused on issues directly related to the actual design of heat exchangers, does not give a general overview of the topic. Thermal calculation is limited to the calculation of heat transfer surfaces for condensation of steam and condensate hypothermia.

KEY WORDS

Heat exchanger, heat flux, heat transfer surface, steam, condensation, condensate

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VAŠÍČEK, J. *Projekční návrh ohříváků topné vody pro výměňkovou stanici 200 MW*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 68 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Marek Baláš, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Projekční návrh ohříváků topné vody pro výměňíkovou stanici 200 MW“ vypracoval a napsal samostatně pod vedením Ing. Stanislava Kramla a Ing. Marka Baláše, PH.D. V seznamu zdrojů jsem uvedl všechny použité literární a jiné zdroje.

V Brně dne 18. Května 2014

Bc. Vašíček Jakub

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval všem, kteří mi byli nápomocni při tvorbě diplomové práce, zvláště Ing. Stanislavu Kramlovi a jeho spolupracovníkům ve firmě TENZA, a.s. a v neposlední řadě vedoucímu práce panu Ing. Marku Balášovi, Ph.D. za jejich neúnavnou ochotu a odborné vedení mé práce.

OBSAH

Obsah	11
Úvod	13
1 Řešení trubkových výměníků	14
1.1 Výměník s přímými trubkami.....	14
1.2 Výměník s U-trubkami.....	14
1.3 Výměník s plovoucí hlavou.....	14
2 Rozbor situace	16
2.1 Rozvržení výměňkové stanice.....	17
2.1.1 Schéma výměňkové stanice.....	17
2.2 Regulace výkonu.....	19
2.2.1 By-pass.....	19
2.2.2 Redukce páry.....	20
2.2.3 Zaplavování teplosměnných trubek výměníku.....	20
2.3 Filozofie využití odběrů topné páry.....	20
3 Pracovní média výměníku	21
3.1 Pára.....	21
3.1.1 Kondenzace páry.....	21
3.1.2 Škrčení páry.....	23
3.2 Kondenzát.....	24
3.2.1 Kaskádování kondenzátu.....	24
4 Konstrukční prvky tepelných výměníků	25
4.1 Trubkownice.....	25
4.2 Nosné tyče.....	26
4.3 Kompenzátor dilatací.....	27
4.4 Přepážky.....	28
4.4.1 Konstrukce.....	28
4.4.2 Přepážky na vnější straně podchlazovače kondenzátu.....	29
4.4.3 Přepážky podchlazovače kondenzátu.....	30
4.4.4 Rozmístění přepážek v rámci výměníku.....	31
4.5 Podchlazovač kondenzátu.....	33
4.5.1 Konstrukce.....	34
4.5.2 Kritické náležitosti podchlazovače.....	35
4.5.3 Části podchlazovače kondenzátu.....	36
4.6 Krycí vestavby.....	37
4.6.1 Ukázky krycích vestaveb.....	37
5 Tepelný výpočet	40
5.1 Obecné rozdělení výkonů.....	40
5.1.1 Hmotnostní toky.....	41
5.1.2 Dílčí rozdělení výkonu.....	42
5.1.3 Určení vlastností ohřívané vody.....	43
5.2 Součinitelé přestupu tepla.....	45
5.2.1 Součinitel přestupu tepla kondenzující páry.....	45
5.2.2 Vybrané vlastnosti kondenzační blány.....	46
5.2.3 Součinitel přestupu tepla ohřívané vody v teplosměnných trubkách pro parní prostor.....	47

5.2.4	Součinitel přestupu tepla ohřívané vody v teplosměnných trubkách pro prostor podchlazovače kondenzátu.....	49
5.2.5	Součinitel přestupu tepla proudícího kondenzátu při příčném proudění skrz trubkový svazek, vystřídání uspořádání teplosměnných trubek.....	51
5.3	Výpočet teplosměnných ploch.....	54
5.3.1	Teplosměnná plocha parního prostoru	54
5.3.2	Teplosměnná plocha podchlazovače kondenzátu.....	55
5.4	Kontrola odhadů středních teplot vnitřní/vnější stěny teplosměnné trubky pro výpočty koeficientů přestupu tepla	56
5.4.1	Kontrola odhadu teploty vnější stěny teplosměnné trubky pro výpočet součinitele přestupu tepla kondenzující páry.....	56
5.4.2	Kontrola odhadu teploty vnitřní stěny teplosměnné trubky pro výpočet součinitele přestupu tepla ohřívané vody pro parní prostor	57
5.4.3	Kontrola odhadu střední teploty vnitřní stěny teplosměnné trubky pro výpočet součinitele přestupu tepla ohřívané vody pro prostor podchlazovače kondenzátu.....	58
5.5	Hydraulický výpočet.....	59
5.5.1	Tlakové ztráty v trubkovém svazku.....	59
5.6	Kontrola tloušťky teplosměnné trubky	60
6	Závěr	62
7	Přílohy, podklady a zdroje.....	63
7.1	Zdroje.....	63
7.2	Seznam obrázků, tabulek a grafů	64
7.3	Seznam symbolů a indexů	65
7.3.1	Konkrétní značky:.....	65
7.3.2	Obecné značky:.....	66
7.3.3	Indexy:	67
7.4	Seznam příloh	68

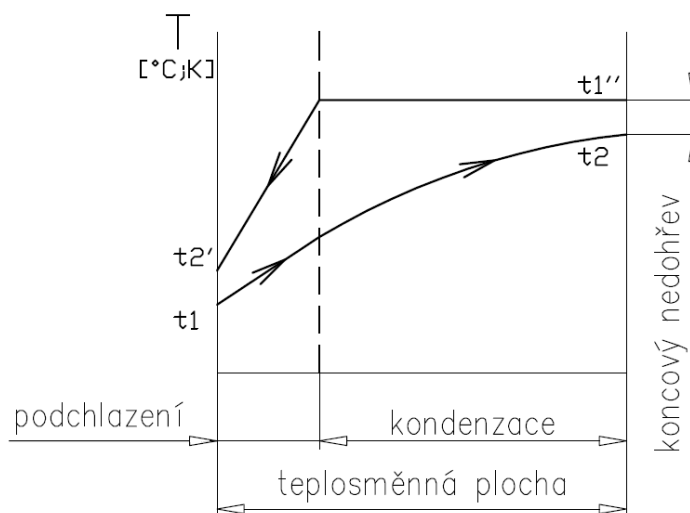
ÚVOD

Existuje nespočet možných variant řešení tepelného výměníku, v rámci řešeného případu budou zmíněny pouze zvažované varianty. Základní rozdělení lze omezit na horizontální a vertikální výměníky, u obou je potřeba dbát na prostor, kde bude výměník umístěn, protože je nutné počítat s dostatečnou prostorovou rezervou, aby z již umístěného výměníku bylo možné vyjmout celý trubkový svazek v případě oprav, údržby či výměny.

Rozdílné pracovní tlaky obou médií zamezují možnosti jejich mísení, proto předání energie musí být realizováno pomocí teplosměnných ploch. Pro daný případ nejsou známy vymežující faktory a byly vybrány výměníky s přímými teplosměnnými trubkami jako ověřený způsob řešení.

V řešeném případě je chladnějším médiem ohřívána voda, která vstupuje do výměňkové stanice o teplotě $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ a opouští ji při teplotě až $140\text{ }^{\circ}\text{C}$, výstupní teplota je regulována dle aktuální potřeby více nespécifikovaného spotřebitele ohřáté topné vody. Teplejším médiem je topná pára z neregulovaných odběrů, která při průchodu tepelnými výměníky mění svou fázi – kondenzuje, a opouští výměníky ve formě vody – kondenzátu.

Situaci v tepelném výměníku se změnou fáze ilustruje **graf 0-1**, část pro podchlazení kondenzátu je uspořádaná jako protiproud.



Graf 0-1 Kondenzace mokré nebo syté páry s podchlazovačem kondenzátu

Značky:

- t_1 - vstupní teplota ohřívajícího média [$^{\circ}\text{C}$]
- t_2 - výstupní teplota ohřívajícího média [$^{\circ}\text{C}$]
- $t_{1''}$ - vstupní teplota ohřívajícího média (kondenzující pára) [$^{\circ}\text{C}$]
- $t_{2'}$ - výstupní teplota ohřívajícího média (kondenzát) [$^{\circ}\text{C}$]

1 ŘEŠENÍ TRUBKOVÝCH VÝMĚNÍKŮ

1

Pro výběr typu trubkového výměníku jsou zohledněny prostorové dispozice místa umístění výměníků a další rozhodující faktory. Mezi faktory vhodné ke zmínění patří například způsob namáhání teplosměnných trubek vlastní vahou (tah u vertikálních, ohyb u horizontálních), způsob obtékání teplosměnných trubek (podélné u vertikálních, příčné u horizontálních), místo hromadění kondenzátu, místo vstupu páry. Pro řešený případ jsou voleny vertikální výměníky – ilustrované obrázky nezobrazují vždy pracovní polohu.

Z konstrukčního hlediska byly uváženy varianty výměníků s přímými trubkami, U-trubkami a plovoucí hlavou. Mezi rozhodující faktory zasáhla i zvažovaná maximální nosnost jeřábu s nosností 20 tun, která je splněna pouze pro vybranou variantu přímých trubek.

1.1 Výměník s přímými trubkami

1.1

Obr. 1-1.a, dvě trubkovnice (**kapitola 4.1**), vstup a výstup ohřívané vody na opačných stranách výměníku, dvě vodní komory, vstup topné páry spíše radiální, nutný kompenzátor dilatací (**kapitola 4.3**).

1.2 Výměník s U-trubkami

1.2

Obr. 1-1.b, jedna trubkovnice (**kapitola 4.1**), vstup a výstup ohřívané vody na jedné straně výměníku – jedna vodní komora rozdělená přepáskou, vstup páry čistě axiální, bez kompenzátoru dilatací (**kapitola 4.3**).

1.3 Výměník s plovoucí hlavou

1.3

Obr. 1-1.c, dvě trubkovnice (**kapitola 4.1**), vstup a výstup ohřívané vody na jedné straně výměníku – dvě vodní komory, jedna z komor rozdělena přepáskou, vstup páry čistě axiální, bez kompenzátoru dilatací (**kapitola 4.3**).

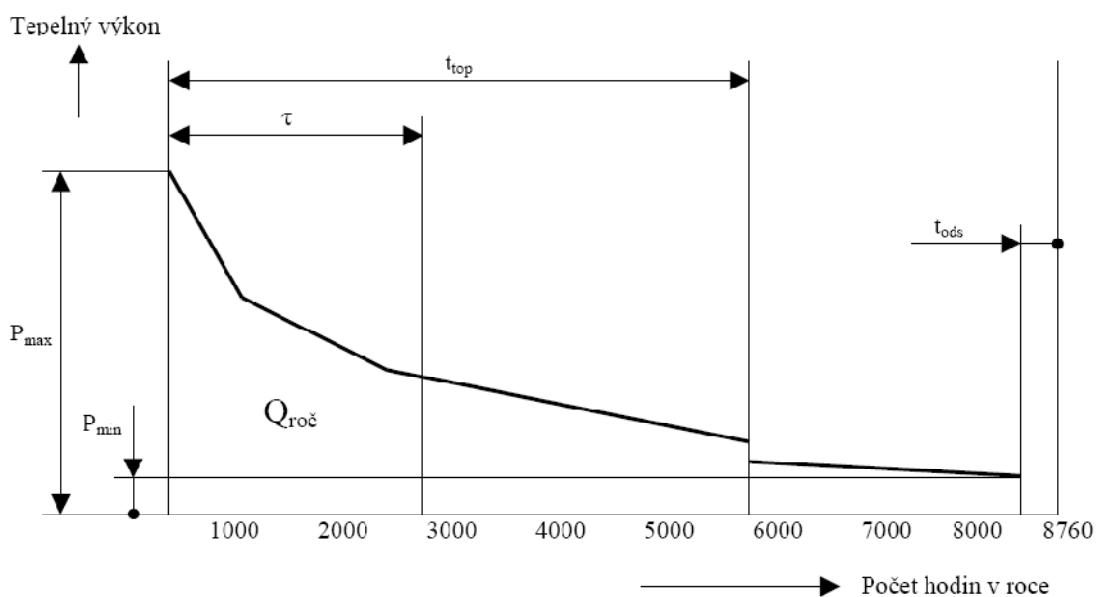


Obr. 1-1 Řez variantami výměníků ŠO₂ (pracovní pozice)

2 ROZBOR SITUACE

2

Cílem zadání je navrhnout výměňkovou stanici pro návrhový stav, kdy je požadavek na ohřev topné vody z počáteční teploty 70 °C na konečnou teplotu 140 °C za využití tří neregulovaných odběrů z odběrové turbíny o známých parametrech páry (**kapitola 3.1**). S přihlédnutím ke křivce rozložení výkonu v rámci ročního provozu – vychází z normy **ČSN 38 3350, zdroj [5]**, je vhodné mít na paměti, že požadavek na topnou vodu o teplotě 140 °C není celoroční, nýbrž se omezí na jeden až dva týdny v období tuhé zimy a rámci České republiky a charakteru zadání tento požadavek obvykle nevzniká. Obecnou křivku výkonu zásobování teplem přibližuje **graf 2-1, zdroj [6]**.



Graf 2-1 Základní ukazatele teplotních soustav, [6]

Značky:

- $Q_{\text{roč}}$ - celková roční dodávka do centralizovaného zásobování teplem (CZT) [J]
- P_{\max} - maximální výkonové zatížení teplotní soustavy [W]
- P_{\min} - minimální výkonové zatížení teplotní soustavy [W]
- t_{top} - doba trvání topné sezóny [s]
- t_{ods} - doba odstávek [s]
- τ - doba, za kterou by byl naplněn požadavek $Q_{\text{roč}}$ při P_{\max} [s]

2.1 Rozvržení výměňkové stanice

Výměňková stanice je rozvržena na dvě větve tepelných výměňků, každá větev je o výkonu 100 MW, tedy 50 % požadovaného výkonu. Obecnou zásadou při rozložení výkonu je dodržovat výkonovou rezervu a požadovaný výkon se rozděluje alespoň na 60 % a 60 % (slovy šedesát a šedesát procent), vychází z normy ČSN 33 3350, zdroj [5]. Pro konkrétní situaci se předpokládá druhá výměňková stanice o stejných parametrech a výkonu, která slouží jako rezervní, připravená k najetí v případě poruchy či výpadku primární výměňkové stanice.

Větev výměňkové stanice sestává ze tří tepelných výměňků, pojmenovaných a označených jako základní ohřívák - ZO, špičkový ohřívák první - ŠO1 a špičkový ohřívák druhý - ŠO2. V průběhu většiny roku by v běžném provozu byl v činnosti pouze základní ohřívák, dále jen ZO, který ohřívá topnou vodu z počáteční teploty 70 °C na navržených 84 °C za pomoci topné páry ze třetího odběru, vzniklý kondenzát (**kapitola 3.2**) by byl odváděn bez podchlazení kondenzátu (**kapitola 4.5**) na využití v nízkotlaké regeneraci (není součástí řešení ani práce). ZO je jako jediný z řešené větve výměňků v provozu celoročně, krom plánovaných odstávek.

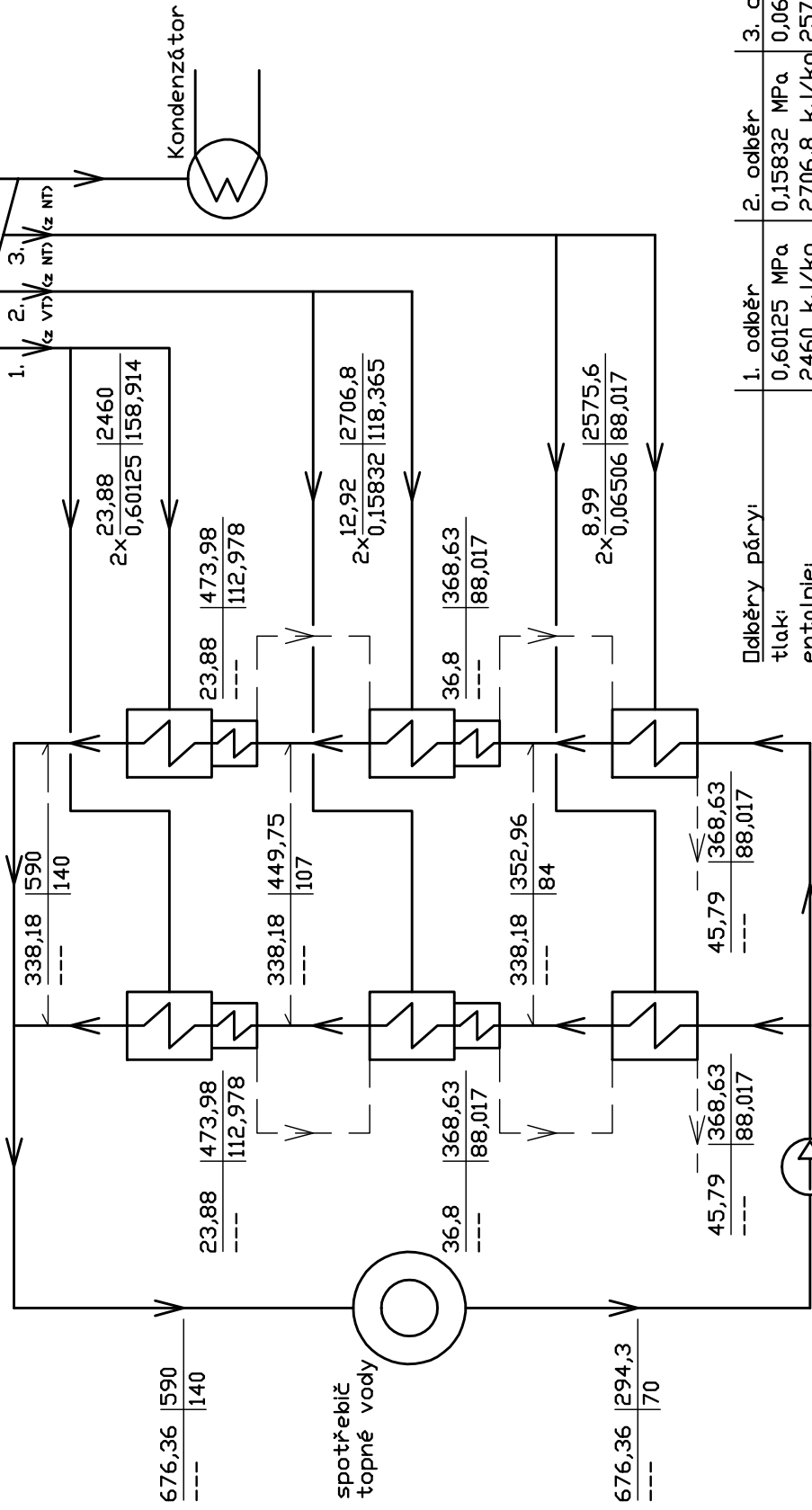
S rostoucím nárokem na teplotu topné vody by došlo k připojení prvního špičkového ohříváku, dále jen ŠO1, pro ohřev topné vody z teploty 84 °C na navrženou teplotu až 107 °C využitím druhého odběru topné páry a vznikající kondenzát (**kapitola 3.2**) by byl podchlazen a kaskádován (**kapitola 3.2.13.2**). V případě extrémních požadavků na teplotu topné vody a tedy návrhový stav, by došlo k připojení druhého špičkového ohříváku, dále jen ŠO2, a ohřevu topné vody z teploty 107 °C na požadovaných 140 °C topnou parou o nejvyšších parametrech z prvního odběru. S kondenzátem (**kapitola 3.2**) by bylo naloženo stejným způsobem jako v případě ŠO1.

Pořadí a označení odběrů páry je upraveno dle potřeby práce, ve skutečnosti je odběrů z turbíny více a jsou dle toho značeny.

2.1.1 Schéma výměňkové stanice

Bližší pohled na celou situaci ilustruje zjednodušené bilanční schéma na **obr. 2-1**, na kterém je patrný obecný zdroj páry, rozdělení a přívod topné páry k jednotlivým ohřívákům, cirkulace topné vody v uzavřeném okruhu se spotřebičem a kaskádu vznikajícího kondenzátu (**kapitola 3.2**). Všechny části schématu jsou označeny informativním křížem, legenda k němu je součástí schématu. Podrobné technologické schéma je součástí příloh, **příloha [3]**.

$m[\text{kg/s}]$ | $i[\text{kJ/kg}]$
 $p[\text{MPa}]$ | $t[^\circ\text{C}]$



	1. odběr	2. odběr	3. odběr
tlak:	0,60125 MPa	0,15832 MPa	0,065061 MPa
entalpie:	2460 kJ/kg	2706,8 kJ/kg	2575,6 kJ/kg
teplota:	158,914 °C	118,365 °C	88,017 °C
teplota kondenzace:	158,914 °C	112,978 °C	88,017 °C
suchost:	0,858	1	0,965

Odběry páry:
 tlak:
 entalpie:
 teplota:
 teplota kondenzace:
 suchost:

2.2 Regulace výkonu

2.2

Potřebný tepelný výkon je proměnlivý v průběhu roku, je rozlišen letním a zimním provozem, neomezuje se pouze na vypsane navržené výstupní teploty topné vody v jednotlivých ohřívácích. K potřebné regulaci výkonu s ohledem na neregulované odběry topné páry lze užít několik mechanismů: by-pass, redukce páry a zaplavování.

2.2.1 By-pass

2.2.1

Metoda regulace výkonu pomocí by-passu spočívá v zpětném ochlazení přespříliš ohřáté topné vody pomocí části proudu topné vody vyvedenému před vstupem do ohříváku, tedy část proudu studené topné vody neprojde ohřívákem a smíchá se s částí proudu ohřáté topné vody, která jím prošla. Matematické vyjádření vypadá následovně:

$$\dot{m}_c \cdot i_c = \dot{m}_1 \cdot i_1 + \dot{m}_2 \cdot i_2$$

\dot{m}_c – hmotnostní tok topné vody za by-passem (po smíchání \dot{m}_1 a \dot{m}_2) [kg/s]

\dot{m}_1 – hmotnostní tok topné vody protékající ohřívákem [kg/s]

\dot{m}_2 – hmotnostní tok topné obtékající ohřívák [kg/s]

i_c – entalpie topné vody za by-passem [kJ/kg.K]

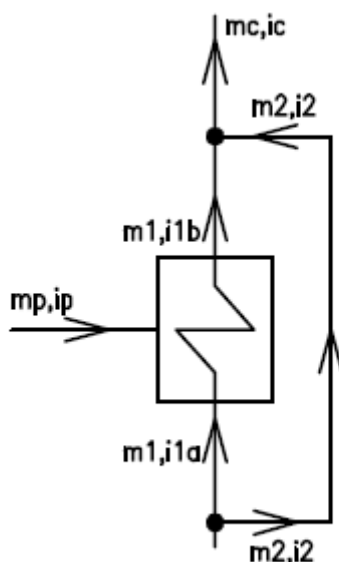
i_1 – entalpie topné vody protékající ohřívákem [kJ/kg.K]

i_2 – entalpie topné vody obtékající ohřívák [kJ/kg.K]

Schematicky celá situace vypadá následovně, **obr. 2-2**:

Poznámka:

ila a ilb reprezentují ohřev topné vody při průchodu ohřívákem, není zakreslen odvod vznikajícího kondenzátu, index p značí páru



Obr. 2-2 Schéma obtoku tepelného výměníku

2.2.2 Redukce páry

2.2.2

Regulace tepelného výkonu ohříváku redukcí páry spočívá ve zmaření energie vyvolanou tlakovou ztrátou pomocí regulační armatury - princip a popis je obsahem **kapitoly 3.1.2**. Jedná se o nejdražší formu regulace, ale pro tepelný výkon řešeného případu je toto řešení nevhodné, jelikož výkon jednotlivých ohříváků je řádek desítek MW a není ekonomické zmařit jednotky MW výkonu, lze užít jako formu jemné regulace k jiné metodě regulování výkonu.

K redukcí páry lze použít i takzvané točivé redukce spočívající v malé turbíně, ve které se využije část energie redukované páry pro výrobu elektrické energie a částečně vyexpandovaná pára pokračuje do ohříváku.

2.2.3 Zaplavování teplosměnných trubek výměníku

2.2.3

Používanou metodou regulace tepelného výkonu je zaplavování teplosměnných trubek výměníku vznikajícím kondenzátem (**kapitola 3.2**), pro snížení teplosměnné plochy, na které může přichodící topná pára kondenzovat a odevzdávat energii. Regulace výšky hladiny kondenzátu (**kapitola 3.2**) v ohříváku je zajištěna závěrným ventilem na přírubě odvodu kondenzátu, jedná se o levnou metodu regulace výkonu. Některá bezpečnostní kritéria při manipulaci s hladinou jsou popsána v **kapitole 4.6.1**.

2.3 Filozofie využití odběrů topné páry

2.3

Celý ohřev topné vody z teploty 70 °C na 140 °C je možné uskutečnit za pomoci prvního odběru topné páry, která má nejvyšší parametry, nicméně pro ohřátí topné vody na požadovanou teplotu je žádoucí využít odběr nejvíce vyexpandované páry (nízký tlak a teplota), pro její minimální potenciál využití energie pro výrobu elektrické energie.

3 PRACOVNÍ MÉDIA VÝMĚNÍKU

Následující kapitola je zaměřena na média vstupující do tepelného výměníku a vysvětluje procesy, jimiž média prochází pro řešený případ.

3.1 Pára

Pracovním médiem v řešeném případě jsou tři neregulované odběry topné páry z odběrové turbíny (není součástí zadání ani práce). Parametry páry ze všech tří odběrů shrnuje **tabulka 3-1**; tlak a entalpie jsou známé parametry, ostatní jsou z nich odvozeny pomocí programu **IAPWS-IF97**.

Tab. 3-1 Vlastnosti odběrové páry

odběr	tlak [MPa]	entalpie [kJ/kg]	teplota [°C]	teplota kond. [°C]	suchost [-]	hustota [kg/m ³]
první	0,60125	2460	158,914	158,914	0,858	3,1751
druhý	0,15832	2706,8	118,365	112,987	1	0,9072
třetí	0,06506	2575,6	88,017	88,017	0,965	0,3949

Z hodnot suchostí jednotlivých odběrů je patrné, že u prvního a třetího odběru se jedná o mokrou páru – částečně zkondenzovanou, obsahuje podíl kapalné složky vyjádřený jako rozdíl mezi hodnotou suchosti a číselnou hodnotou 1, která zastupuje 100 % zastoupení páry. Druhý odběr z turbíny odebírá přehřátou páru (přehřátí o rozdíl mezi teplotou kondenzace a skutečnou teplotou). Lze tedy bezpečně předpokládat, že se jedná o dvoudílnou odběrovou turbínu s mezipřihřívákem páry. První odběr pochází z vysokotlakého dílu odběrové turbíny, odběr druhý a třetí pochází z nízkotlaké části odběrové turbíny. Zdroj páry a počet dílů turbíny ovšem neovlivní samotný výpočet tepelných výměníků.

3.1.1 Kondenzace páry

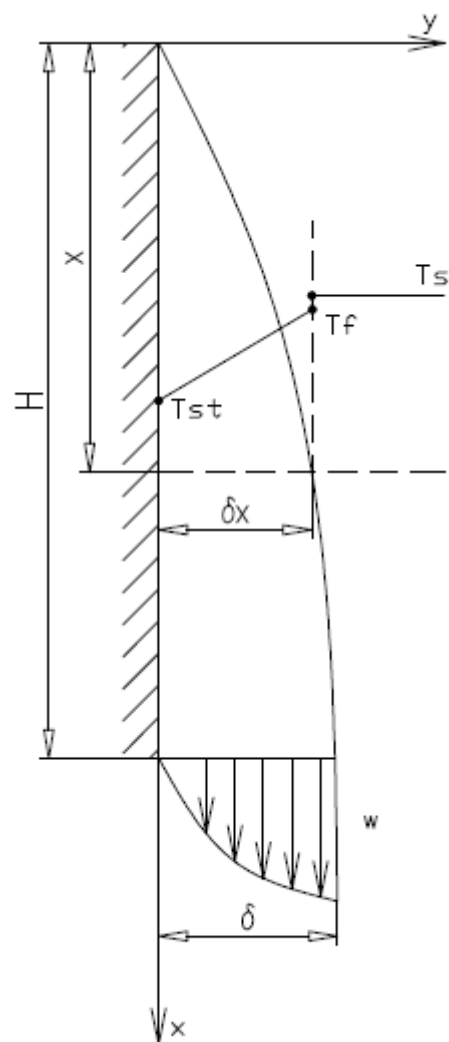
Velký energetický podíl obsažený v páře je ve formě skupenského tepla varu, které se spotřebuje při změně skupenství z kapalného na plynné – proces vypařování. K zpětnému získání vložené energie dojde ke kondenzaci páry v prostoru tepelného výměníku za ohřátí ohřívaného média, v řešeném případě topná voda.

Za ideálních fyzikálních podmínek během kondenzace páry nedochází ke změně tlaku a teploty, celý objem páry zkondenzuje na kondenzát o teplotě, jakou měla výchozí pára. Vznikající kondenzát vytváří na teplosměnných trubkách kondenzační blánu. Blána tvoří ucelený film kolem celého obvodu teplosměnné trubky. Tloušťka filmu narůstá ve směru gravitačního zrychlení, maximální tloušťka filmu je před kontaktem s přepážkou (**kapitola 4.4**) a nejmenší tloušťka filmu je právě za přepážkou (**kapitola 4.4**). Při výpočtu parametrů vznikající kondenzační blány je její délka určena roztečí přepážek. Kondenzační blánu u vertikálního výměníku přibližuje **obr. 3-1**.

3

3.1

3.1.1



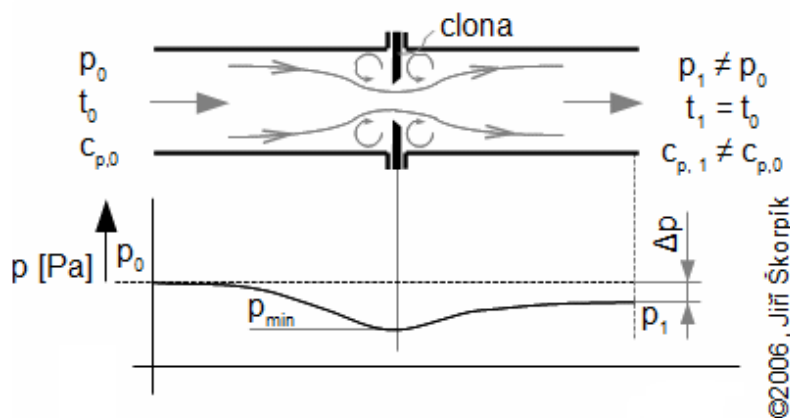
Obr. 3-1 Kondenzační blána a teplotní poměry

Značky:

- H - délka kondenzační blány [m]
- x - zvolená úroveň kondenzační blány pro vykreslení teplotních poměrů [m]
- δ - tloušťka kondenzační blány [m]
- δ_x - tloušťka kondenzační blány ve zvolené úrovni [m]
- T_{ST} - teplota stěny povrchu, na kterém se blána tvoří [$^{\circ}\text{C}$]
- T_S - teplota kondenzace kondenzující páry [$^{\circ}\text{C}$]
- T_f - teplotní rozdíl; velmi malý, zanedbáno $\rightarrow T_f = T_S$ [$^{\circ}\text{C}$]
- W - rychlost stékajícího kondenzátu [m/s]

3.1.2 Škrčení páry

Škrčení páry, spočívá ve vyvolání záměrné tlakové ztráty v potrubní trase regulační armaturou a dochází k maření energie. Proud média vytváří na obou stranách regulační armatury víry, ve kterých dochází k proudění odlišnou rychlostí, než ve zbytku proudu média. Rozdílná rychlost proudění zapříčiňuje odlišnou teplotu, což umožňuje sdílení tepla mezi hlavním proudem a víry a dochází k nárůstu entropie a pracovní médium se nemůže vrátit na parametry, jaké mělo před regulační armaturou. Situaci pro škrčení proudícího media ilustruje **obr. 3-2, zdroj [2]**.



Obr. 3-2 Škrčení páry, [2]

Značky:

- Δp - tlaková diference mezi začátkem a koncem sledovaného úseku potrubí [Pa]
- p_0 - tlak média před vstupem do regulační armatury [Pa]
- p_1 - tlak média za regulační armaturou [Pa]
- t_0 - teplota média před vstupem do regulační armatury [°C]
- t_1 - teplota média za regulační armaturou [°C]
- $c_{p,0}$ - rychlost média před vstupem do regulační armatury [m/s]
- $c_{p,1}$ - rychlost média za regulační armaturou [m/s]

Dochází k nárůstu rychlosti proudění $c_{p,1}$, v řešeném případě je redukován tlak proudu kondenzátu (**kapitola 3.2**), vlivy spojené se změnou tlaku uvádí **kapitola 3.2.1.1**.

3.2 Kondenzát

3.2

Kondenzát je označení pro vodu vzniklou z vodní páry při procesu kondenzace během jejího ochlazování. Proces kondenzace spočívá v odevzdání skupenského tepla varu (závislé na tlaku – s rostoucím tlakem klesá), které bylo spotřebováno na výrobu samotné páry. Kondenzace páry je předmětem kapitoly 3.1.1.

3.2.1 Kaskádování kondenzátu

3.2.1

U výměňkových stanic sestávajících z více tepelných výměníků je vhodné kaskádovat kondenzát pro využití jeho energie. Kaskádováním se do výměníku přivede energie a sníží se nárok na množství přiváděné páry. Ušetřená pára využije svůj potenciál pro výrobu elektrické energie. Kaskádovaný kondenzát se kontinuálně přivádí do výměníku v místech hladiny vznikajícího kondenzátu, přívod by neměl být zaplaven.

3.2.1.1 Podmínky pro kaskádování kondenzátu

3.2.1.1

Pokud dochází ve výměníku k mísení dvou proudů kondenzátu je potřeba zajistit stejnou teplotu a tlak. Kaskádovaný kondenzát se vychladí na teplotu sytosti páry ve výměníku.

Shodný tlak je nutno zajistit pro zachování funkce celého zařízení, parametry páry jsou závislé na tlaku. K zajištění patřičného tlaku slouží redukční ventily je však nutno zohlednit změny, které tato redukce tlaku způsobí na kaskádovaný kondenzát.

Při poklesu tlaku dojde k opětovnému vypaření části kondenzátu a za redukčním ventilem proudí parovodní směs, u které narůstá objem. Při nárůstu objemového toku by při zachování dimenzí potrubní trasy a přírub došlo k razantnímu a nežádoucímu nárůstu rychlosti proudění, proto je vhodné redukční ventil umístit v blízkosti příruby vstupu kaskádovaného kondenzátu do výměníku. Kaskádovaný kondenzát vždy opouští tepelný výměník s vyšším tlakem a proudí do tepelného výměníku s nižším tlakem, dimenze příruby pro vyvedení kondenzátu z výměníku je vždy menší, než dimenze příruby pro vstup kondenzátu do následujícího výměníku. Samotná dimenze přírub je odvislá od známých velikostí objemových toků ve všech místech potrubní trasy.

4 KONSTRUKČNÍ PRVKY TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ

4

Kapitola podává přehled o dílčích prvcích jednotlivých tepelných výměníků, vysvětluje jejich funkci, náležitosti i konstrukci.

4.1 Trubkovnice

4.1

Jednou ze stěžejních částí trubkových výměníků jsou trubkovnice, ve kterých jsou uchyceny teplosměnné trubky a oddělují tak parní prostor od vodního prostoru. Konstrukčně se jedná o disk s dírami pro teplosměnné trubky o průměru větším, než je průměr samotných teplosměnných trubek.

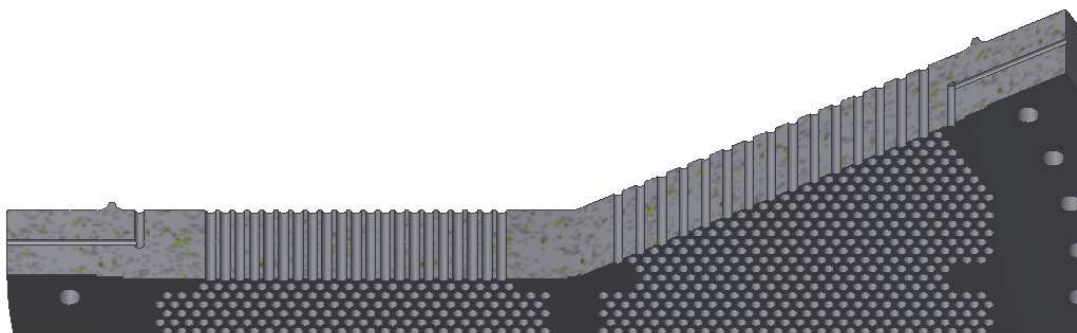
Variantu trubkovnic zobrazuje **obr. 4-1**, v levé části je varianta trubkovnice pro výměník s přímými trubkami a pravidelným rozložením teplosměnných trubek a nosných tyčí, v pravé části je pohled na trubkovnici výměníku s U-trubkami s nepravidelným rozložením teplosměnných trubek a nosných tyčí.



Obr. 4-1 Trubkovnice (pracovní pozice)

Trubkovnice v levé části **obr. 4-1** je otočena na stranu páry a je vidět přizpůsobení trubkovnice k následnému přivaření pláště parního prostoru tepelného výměníku, trubkovnice v pravé části je natočena na stranu vody pro zobrazení těsnících ploch a přepážky oddělující vstupující a vystupující topnou vodu. U obou trubkovnic je zajištěno odvodnění parního prostoru a odvzdušnění vodního prostoru, v případě trubkovnice pro výměník s U-trubkami je odvzdušněna každá část vodní komory zvlášť.

Detailnější pohled na nákrůžek a vybrání pro přivaření pláště a odvodňovací/odvzdušňovací otvory nabízí **obr. 4-2**. Jedná se o řez ve dvou rovinách přes trubkovnici výměníku s U-trubkami (**obr. 4-1** vpravo)



Obr. 4-2 Řez trubkovnicí (pracovní pozice)

K upevnění teplosměnných trubek, které jsou protaženy skrz trubkovnici, lze použít metody válcování, je však důležité mít minimální mezeru mezi krajními teplosměnnými trubkami a pláštěm výměníku, aby se ve vzniklém prostoru dalo operovat s válcovací hlavou. Trubky jsou válcovány na straně vody.

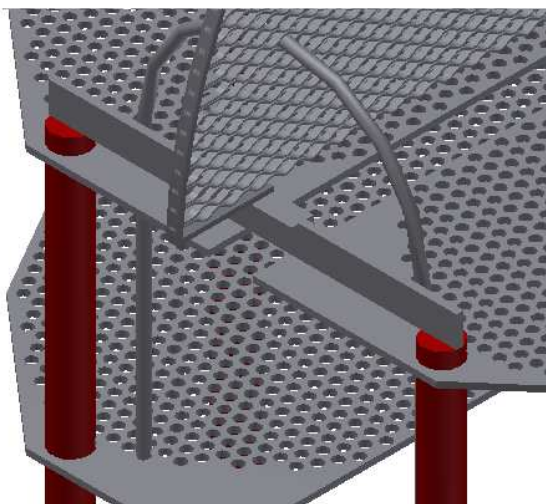
4.2 Nosné tyče

4.2

Celou parní částí trubkových výměníků prochází nosné tyče, které jsou ukotveny v trubkovnici (**kapitola 4.1**) a slouží jako opora pro přepážky (**kapitola 4.4**), případně podložení ohybu u trubkového svazku U-trubek. Jedná se o trubky většího průměru než teplosměnné trubky. Počet nosných trubek je odvislý od namáhání, kterému budou vystaveny.

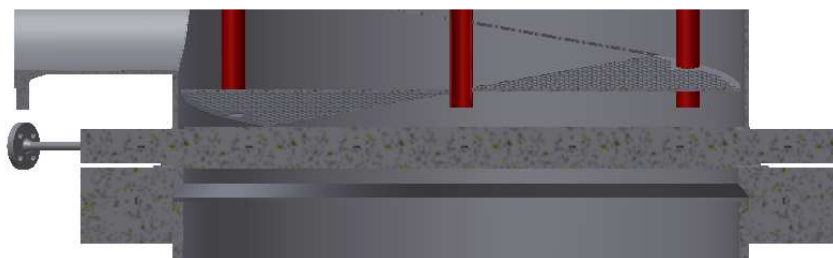
Důležitý moment při rozvržení nosných tyčí je brát ohled na teplotní dilataci. Pro případ výměníku s přímými trubkami není možné ukotvit nosné tyče do obou trubkovnic bez nějaké varianty kompenzace délkových rozměrů při ohřevu, nicméně je obvyklé v tomto případě ukotvit nosné tyče pouze do jedné z trubkovnic (horní v případě vertikálních výměníků například).

Zakončení nosných tyčí v případě výměníku s U-trubkami ilustruje **obr. 4-3** zobrazující pohled na místo ohybu svazku U-trubek s podložním samotného ohybu trubkového svazku.



Obr. 4-3 Zakončení nosných tyčí, výměník s U-trubkami (pracovní pozice)

Variantu nosných tyčí pro výměník s přímými trubkami zobrazuje **obr. 4-4**, pohled v řezu na spodní trubkovnici vertikálního výměníku s přepážkou podchlazovače kondenzátu (**kapitola 4.5**).



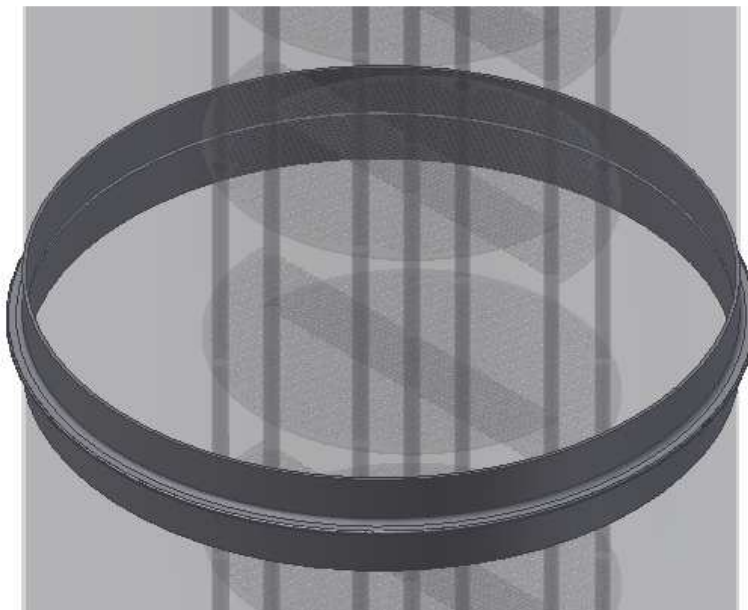
Obr. 4-4 Nosné tyče, výměník s přímými trubkami (pracovní pozice)

4.3 Kompenzátor dilatací

4.3

U výměníku s přímými trubkami je nutné zohlednit vliv teplotních dilatací, kdy při zahřátí na pracovní teplotu dojde k prodloužení teplosměnných trubek a tím i vzdálenosti mezi trubkovnicemi. Vlivem teploty dojde i k prodloužení samotného pláště výměníku, ale vzhledem k materiálu a rozdílným teplotám ve výměníku není prodloužení stejné, jako u teplosměnných trubek.

Rozdílné prodloužení pláště a teplosměnných trubek řeší kompenzátor dilatací. Jedná se o část pláště se zvlněním, které vykompenzuje délkové změny dle potřeby na způsob pružiny. Jednoduchou variantu kompenzátoru dilatací ilustruje **obr. 4-5**.



Obr. 4-5 Kompenzátor dilatací (pracovní pozice)

4.4 Přepážky

4.4

Pro zajištění správné funkce teplosměnných ploch v podobě teplosměnných trubek u představených typů výměníků (**kapitola 1**) je nutné zajistit podepření a rozteče jednotlivých vlásenkových trubek. K těmto účelům slouží tzv. přepážky, což jsou rovné plechy s odpovídajícími dírami – počet, pozice a rozměr, navařené na nosných tyčích (**kapitola 4.2**). Přepážky nejsou vařeny ke stěnám výměníku ani k samotným teplosměnným trubkám.

4.4.1 Konstrukce

4.4.1

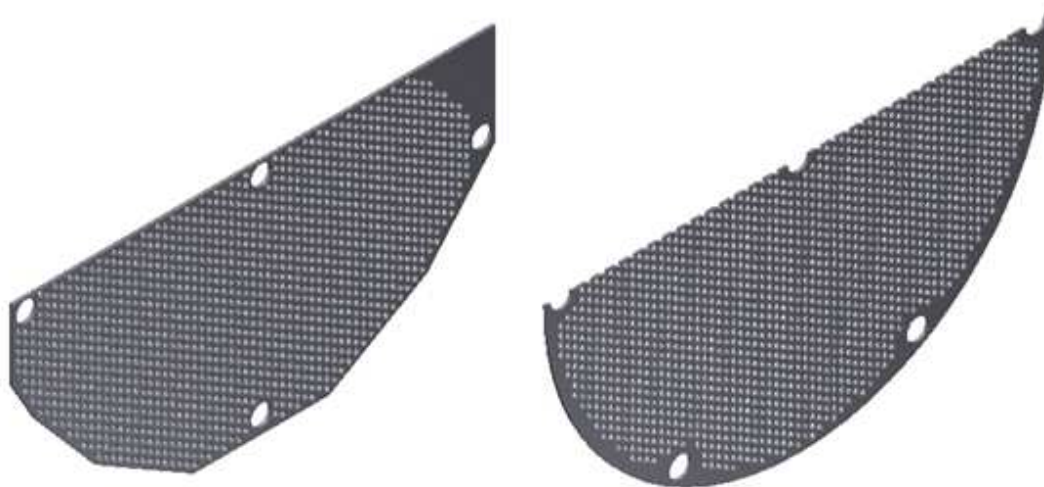
Tvar přepážky ovlivňují dva základní faktory – rozmístění teplosměnných trubek a pozice přepážky ve výměníku.

4.4.1.1 Hledisko rozmístění teplosměnných trubek ve výměníku

4.4.1.1

Všechny teplosměnné trubky musí procházet přepážkami, vnější strana přepážky v parním prostoru může kopírovat pomyslný obvod trubkového svazku při zachování minimální mezery mezi krajem přepážky a dírou pro teplosměnné trubky viz levá část **obr. 4-6** zobrazující přepážku nestandardního výměníku s U-trubkami (nestandardní asymetrickým rozložením teplosměnných a nosných trubek pro potřeby podchlazovače kondenzátu - **kapitola 4.5**).

Obvyklý tvar přepážky zastupuje pravá část **obr. 4-6**, která zobrazuje přepážku výměníku s přímými trubkami, taktéž dodržuje minimální mezeru mezi krajem přepážky a dírou pro teplosměnné trubky (odpovídá řešené variantě).



Obr. 4-6 Přepážky parního prostoru (mimo pracovní pozici)

4.4.1.2 Hledisko pozice přepážky ve výměníku

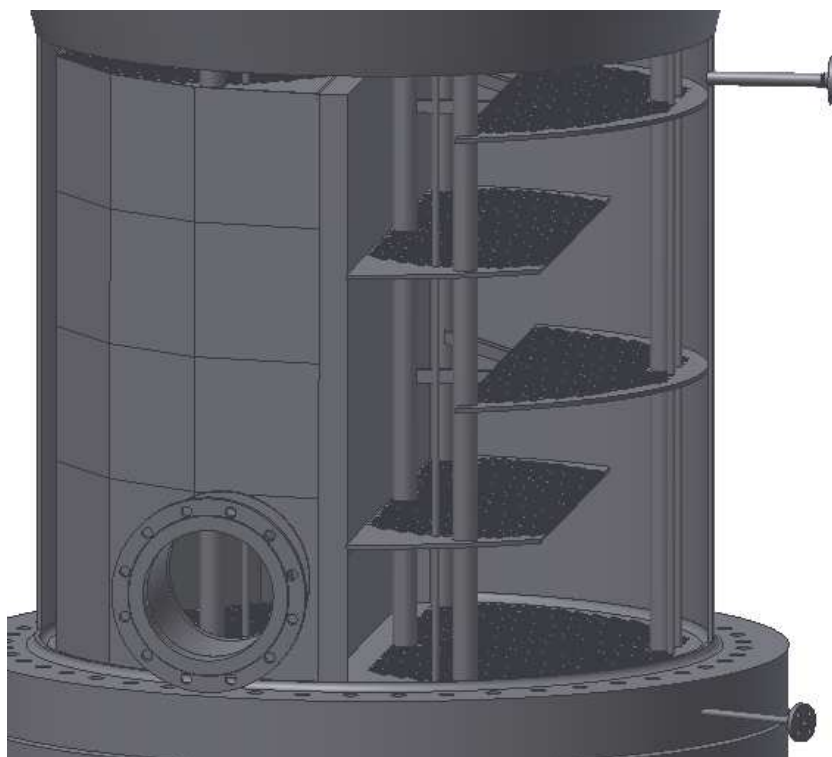
4.4.1.2

Obecně lze rozlišit pozici přepážky ve výměníku na dvě možnosti – přepážka v parním prostoru a přepážka v prostoru vznikajícího kondenzátu. Přepážka umístěna ve spodní části vertikálního výměníku, kde se hromadí vznikající kondenzát (**kapitola 3.2**), slouží kromě podepření teplosměnných trubek také k usměrnění proudu kondenzátu. Přepážka pak může vypadat obdobně jako **obr. 4-6**, pouze místo minimální mezery mezi krajem přepážky a dírou pro teplosměnné trubky je navíc dodržena minimální mezera mezi krajem přepážky a stěnou ohříváku.

4.4.2 Přepážky na vnější straně podchlazovače kondenzátu

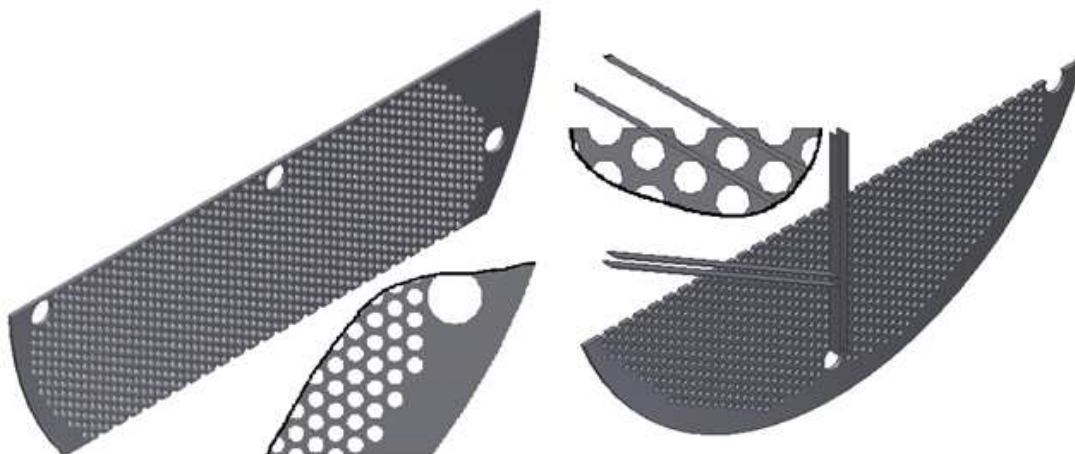
4.4.2

U výměníků s podchlazovačem kondenzátu (**kapitola 4.5**), který se nachází uvnitř samotného výměníku (řešená varianta ŠO1 a ŠO2) je nutno zohlednit tvar přepážek umístěných v prostoru hromadícího se kondenzátu při zachování funkce a průtočných průřezů. Přepážky pak mohou vypadat viz. **obr. 4-7** zobrazující pohled na podchlazovač kondenzátu (**kapitola 4.5**) a příslušných přepážek u výměníku s U-trubkami.



Obr. 4-7 Přepážky vnější strany podchlazovače kondenzátu (pracovní pozice)

Bližší pohled na zobrazené přepážky uvádí **obr. 4-8**. Vnitřní přepážka je opřena o podchlazovač kondenzátu (**kapitola 4.5**), vnější přepážka je podepřena plochými plechy pro dostatečnou podporu, plechy nesmí zasahovat do děr pro teplosměnné trubky a jsou přivařeny k patřičným nosným tyčím. Pokud se nelze vyhnout nedodržení minimální vzdálenosti mezi krajem přepážky a dírou pro teplosměnné trubky, je vhodné vést řez přepážkou právě středy děr pro teplosměnné trubky pro snížení namáhání, taktéž patrné na **obr. 4-8**.



Obr. 4-8 Přepážky vnější strany podchlazovače kondenzátu, detail (mimo pracovní pozici)

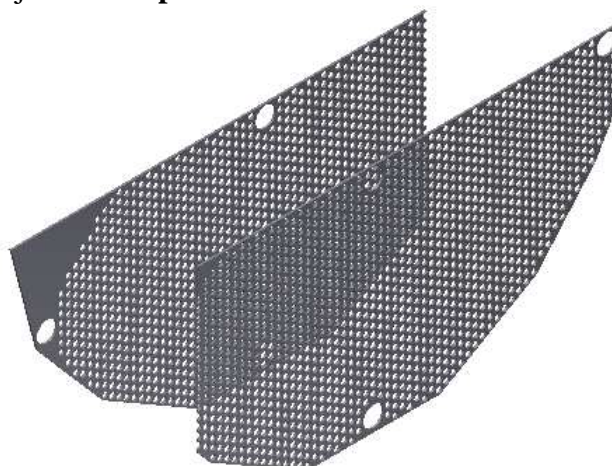
4.4.3 Přepážky podchlazovače kondenzátu

4.4.3

Pro rozměr a rozteč přepážek v podchlazovačích lze vycházet z následujících rovnic, obě vycházejí z průměru kružnice opsané všem teplosměnným trubkám, vedenou z osy výměníku, označenou D . Vztah byl odvozen výzkumným ústavem energetických zařízení.

$$\begin{aligned} \text{výška přepážky} &= D \cdot 0,8 \\ \text{rozteč přepážek} &= D \cdot 0,2 \end{aligned}$$

Smysl umístění přepážek v podchlazovači ilustruje **obr. 4-9** reprezentující přepážky z podchlazovače kondenzátu výměníku s U-trubkami. O podchlazovači kondenzátu dále pojednává **kapitola 4.5**.



Obr. 4-9 Přepážky podchlazovače kondenzátu (mimo pracovní pozici)

4.4.4 Rozmístění přepážek v rámci výměníku

4.4.4

Při rozmísťování přepážek ve výměníku je nutno dbát na několik důležitých faktorů. Mezi tyto faktory patří maximální možná nepodložená délka teplosměnných trubek – rozteč přepážek, vyvarovat se nevymývaných koutů a zachování dostatečně velkých průtočných průřezů, aby nedocházelo k náhlému zvyšování rychlosti proudění a tlakovým ztrátám, které jsou s tímto spojeny.

4.4.4.1 Rozteč přepážek

4.4.4.1

Maximální možná rozteč přepážek vychází ze vztahu pro bezpečnou tuhost trubkového svazku:

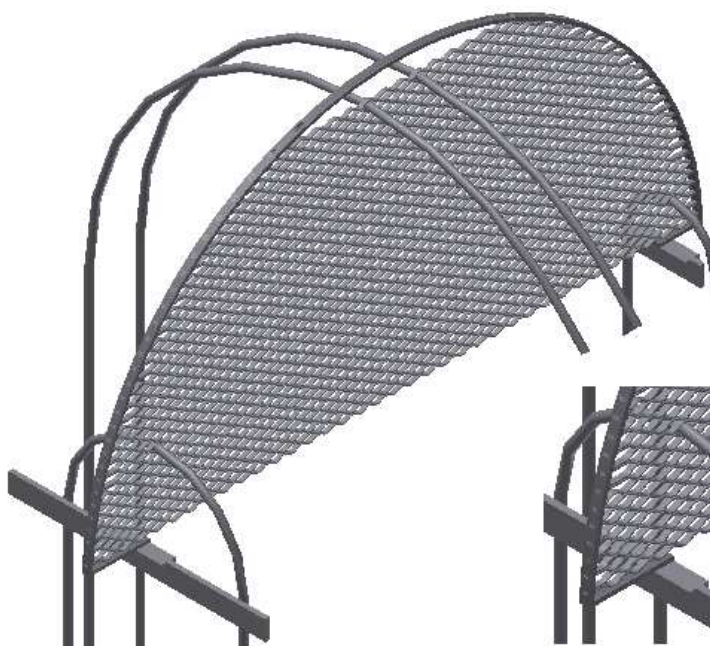
$$H = 50 \cdot d_2 [m]$$

Značky:

H – maximální možná nepodložená délka teplosměnné trubky [m]

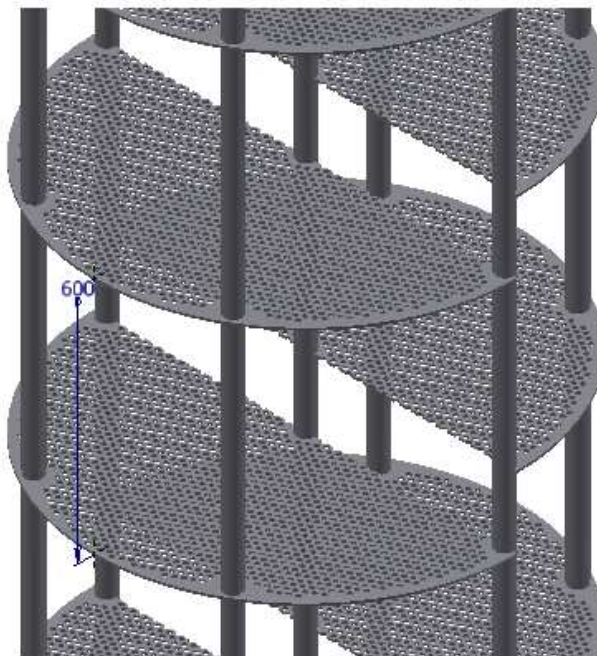
d_2 – vnější průměr teplosměnné trubky [m]

Vztah vychází ze zkušeností a je vyzkoušen praxí. Rozměr H nesmí být pro daný výměník překročen, může být libovolně podkročen při zachování průtočných průřezů – důležité hlavně pro vertikální výměníky v místech hromadění kondenzátu. Podmínka platí i pro výměníky s U-trubkami, kde je nutno zajistit podložení ohybu teplosměnných trubek. Možnou variantu podložení ohybu teplosměnných trubek zobrazuje **obr. 4-10**, jedná se o konstrukci složenou z kostry – ohnutý plech s otvory pro vložení vlnitých plechů, podložení tvaru „T“ a vlnitých plechů. Celá konstrukce je přivařena na nosné tyče při sestavování výměníku.



Obr. 4-10 Podložení ohybu U-trubek (pracovní pozice)

Rozložení přepážek ilustruje **obr. 4-11**, jedná se o výměník s přímými trubkami o vnějším průměru $d_2 = 12$ mm, tedy $H = 600$ mm (řešený případ). Rozměr H je zakótován pro zřetelnost, vertikální vzdálenost mezi levou a pravou přepážkou nemusí být polovinou rozměru H , je možné si ji přizpůsobit potřebám výměníku.

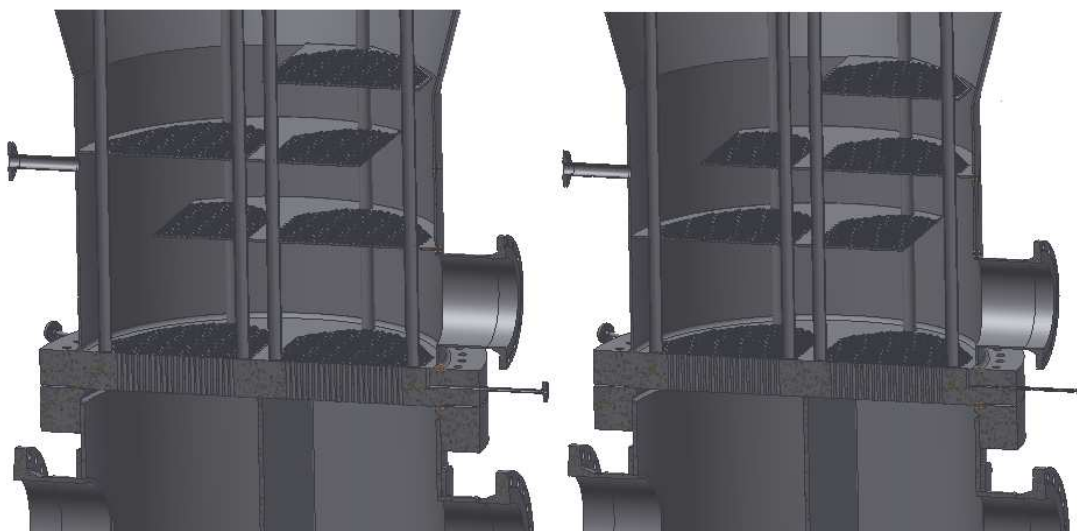


Obr. 4-11 Rozložení přepážek (pracovní pozice)

4.4.4.2 Nevymývané kouty

4.4.4.2

Při umísťování přepážek v oblasti hromadění kondenzátu se předchází vzniku tzv. nevymývaných koutů a tím i narušování přirozeného směru toku. Správné a špatné rozložení přepážek zobrazuje **obr. 4-12**, na kterém je zobrazen řez variantou výměníku s U-trubkami. V levé části **obr. 4-12** jsou přepážky uzpůsobeny tak, aby byl proud kondenzátu přiváděn k odtoku, aniž by docházelo k rozdělení proudu a nepatřičného víření. V pravé části **obr. 4-12** je vykreslena situace opačná.

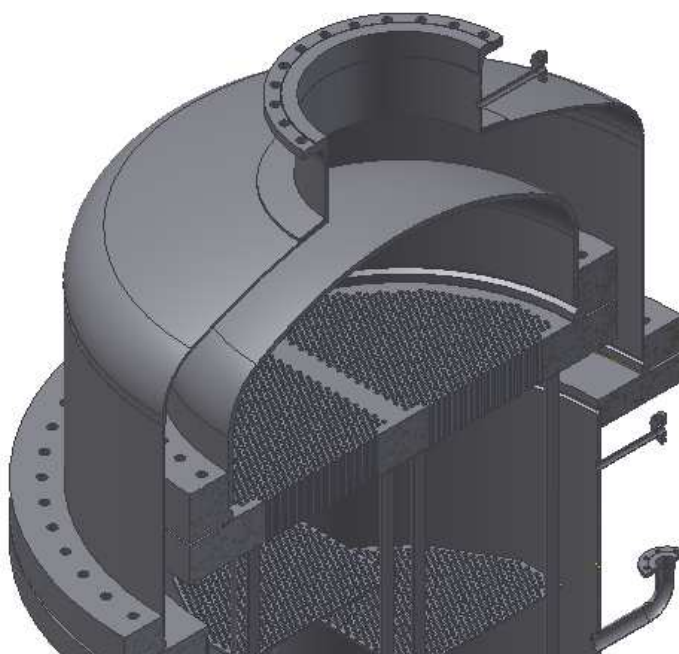


Obr. 4-12 Nevymývané kouty (pracovní pozice)

4.4.4.3 Průtočné průřezy

Předchází se změnám rychlosti proudění, zvláště u proudu kondenzátu. Dimenze (rozměr) hrdla odtoku kondenzátu je volena s ohledem na známý objemový tok kondenzátu při všech provozních stavech výměníku, průtočné průřezy určené rozměrem přepážek nemají podkročit průřez dané dimenze. V opačném případě dochází k nežádoucím tlakovým ztrátám vlivem náhlého zrychlení proudu (princip redukčního ventilu).

Dodržení průtočných průřezů platí i pro parní prostor, větší důraz na kontrolu dodržení průtočných průřezů v parním prostoru může být kladen na výměníky s plovoucí hlavou, u kterých bývá nejužší místo mezi přírubou plovoucí hlavy a stěnou ohříváku, viz **obr. 4-13** zobrazující řez ohříváku s plovoucí hlavou v místech vstupu páry.



Obr. 4-13 Výměník s plovoucí hlavou (pracovní pozice)

4.5 Podchlazovač kondenzátu

Vznikající kondenzát má stejnou teplotu a tlak jako pára, ze které vznikl. Pro řešený případ se jedná o teploty (zaokrouhlené) 159 °C, 113 °C a 88 °C a energie obsažená v těchto kondenzátech se dále využívá v podchlazovači kondenzátu (kondenzát ze základního ohříváku – ZO podchlazován není, jeho další využití je v nízkotlaké regeneraci – není součástí práce).

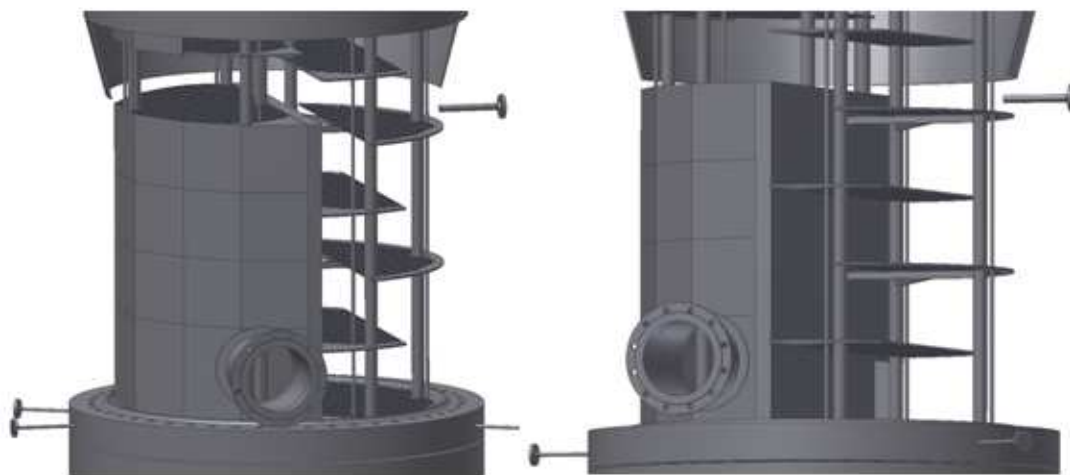
Jedná se o tepelný výměník sloužící k ochlazení vzniklého kondenzátu na požadovanou teplotu, kdy požadovaná teplota může být teplota pro kaskádování kondenzátu (**kapitola 3.2.1**) nebo teplota vhodná pro další využití – nízkotlaká regenerace například (není součástí této práce).

4.5.1 Konstrukce

Podchlazovač kondenzátu lze řešit jako součást samotného výměníku, ale také jako samostatné zařízení v blízkosti výměníku (s rostoucí vzdáleností mezi podchlazovačem a výměníkem dochází k nežádoucímu nárůstu potrubních tras). O volbě mohou rozhodovat faktory jako množství vznikajícího kondenzátu, reakce provozovatele na tlakové ztráty vzniklé v potrubí mezi výměníky či prostorové možnosti místa, kde bude celé zařízení umístěno. V řešeném případě se uvažují podchlazovače kondenzátu jako součást samotných výměníků a další popis jim je věnován.

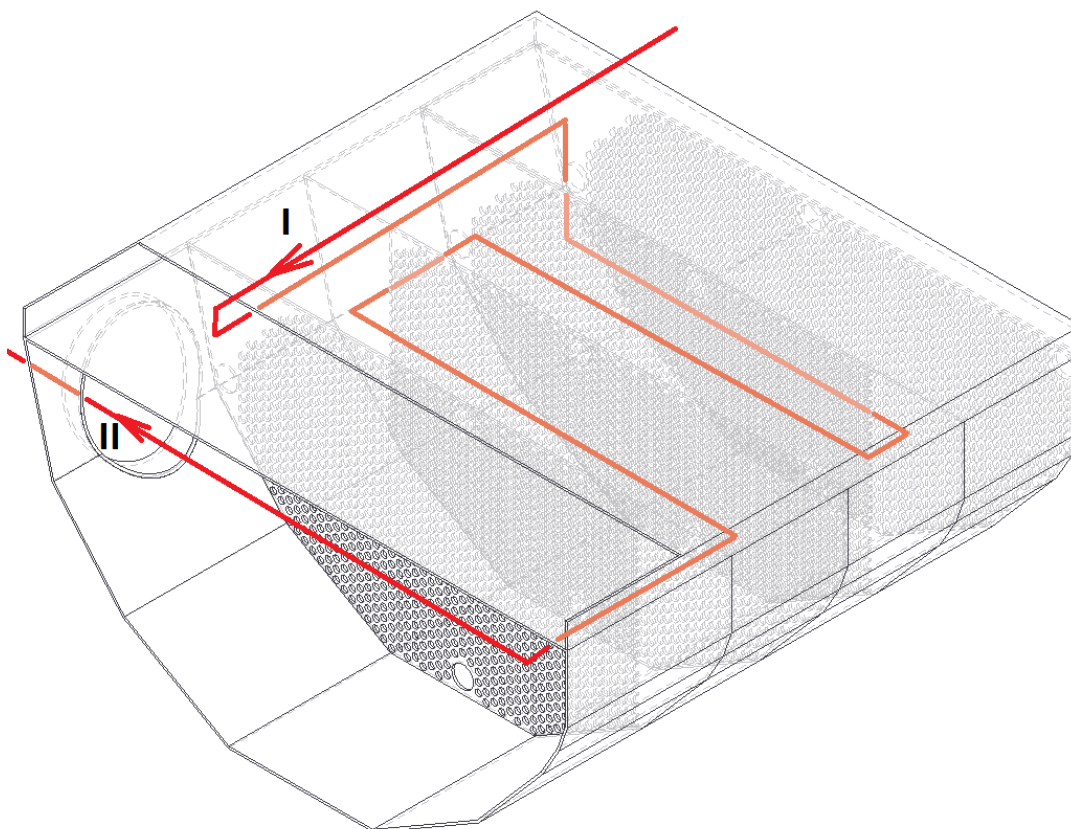
Podchlazovač kondenzátu pro řešený případ výměníků s přímými trubkami je záležitostí pouze několika uzpůsobených přepážek, pro vysvětlení smyslu zařízení je popsána varianta výměníku s U-trubkami.

V případě výměníků s U-trubkami se z hlediska konstrukce jedná o plechovou konstrukci s vnitřním přepážkováním pro usměrnění toku kondenzátu, přičemž poslední přepážka (oddělující kondenzát v podchlazovači od ostatního kondenzátu) bývá dvojnásobné tloušťky jako přepážky uvnitř podchlazovače kondenzátu (například 6 a 12 mm). Celá konstrukce je pak přivařena k trubkovnici (**kapitola 4.1**). Možnou variantu podchlazovače ilustruje **obr. 4-14** zobrazující podchlazovač kondenzátu výměníku s U-trubkami v pracovní pozici. Podchlazovač je umístěn na stranu teplosměnných trubek, které přivádějí studenou vodu do výměníku (pro řešený případ se jedná o teploty ohřívání vody na vstupu do výměníků ŠO1 a ŠO2, tedy 84 °C a 107 °C).



Obr. 4-14 Podchlazovač kondenzátu (pracovní pozice)

Pro názorné zobrazení smyslu proudění kondenzátu v podchlazovači slouží **obr 4-15**, jedná se o samostatný pohled na podchlazovač zobrazený a popsáný výše, nicméně v průhledné podobě a mimo svou pracovní pozici. Pozice **I** označuje místo vstupu kondenzátu do podchlazovače, pozice **II** označuje místo výstupu již podchlazeného kondenzátu, kondenzát opouští prostor výměníku a je kaskádován (**kapitola 3.2.1**) či jinak dále využit. Barevný motiv zobrazené proudnice nereprezentuje změny teploty kondenzátu, ale naznačuje pozici proudnice vůči přepážkám podchlazovače ve smyslu viditelnosti.



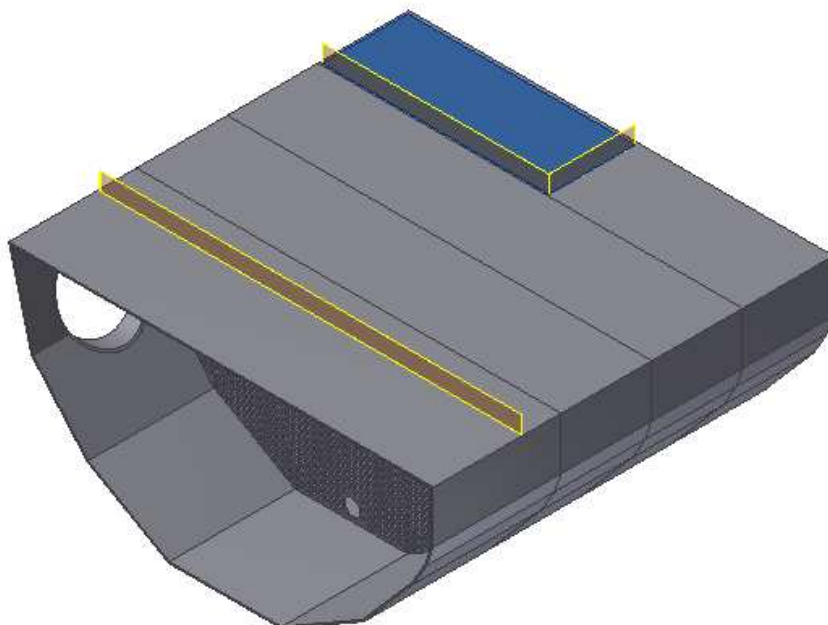
Obr. 4-15 Proudnice v podchlazovači kondenzátu (mimo pracovní pozici)

4.5.2 Kritické náležitosti podchlazovače

Výše zobrazený podchlazovač reprezentuje variantu, kdy teplosměnné a nosné trubky výměníku nejsou symetricky rozloženy a samotný výměník má vysoký počet teplosměnných trubek na menší rozměry svého pláště. Nesymetrické rozložení teplosměnných trubek je zapříčiněno právě samotným podchlazovačem, konkrétně problémem s dodržením patřičných průtočných průřezů (další informace v **kapitole 4.4.4.3**) a ustálení proudu při nátoce kondenzátu do přepážkového systému podchlazovače.

4.5.2

Problematické průtočné průřezy zobrazuje **obr. 4-16** (žlutá barva) ilustrující daný podchlazovač kondenzátu ale s odstraněnou horní částí pláště pro zřetelnost (bez této části pláště by se pozice **I** z **obr. 4-15** posunula do místa označeného modrou plochou (místo nátoky kondenzátu do přepážkového systému podchlazovače) v **obr. 4-16** a většina kondenzátu by nemohla projít podchlazovačem a opustit výměník pozicí **II** z **obr. 4-15**).

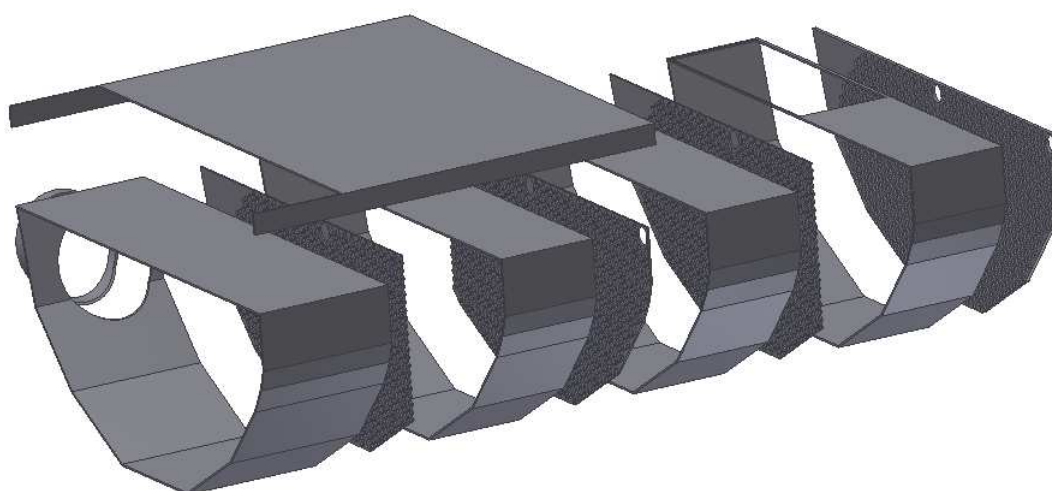


Obr. 4-16 Průtočné průřezy podchlazovače kondenzátu (mimo pracovní pozici)

4.5.3 Části podchlazovače kondenzátu

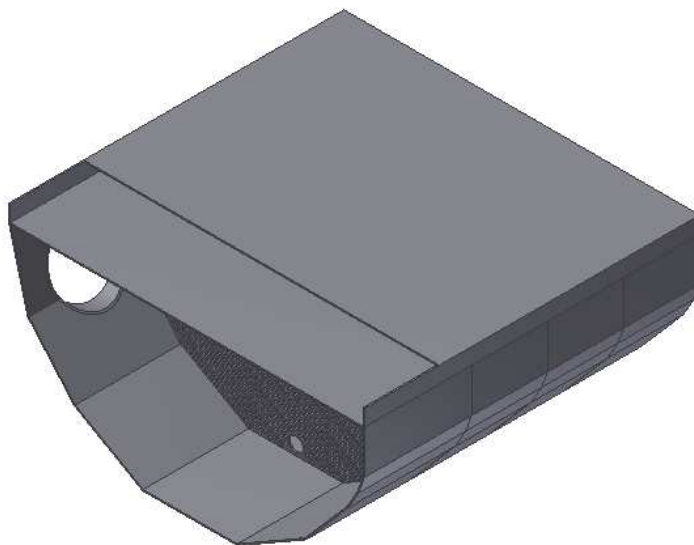
Bližší pohled na celý aparát ukazuje **obr. 4-17**, jde o pohled na všechny části podchlazovače při zachování vzájemných pozic mezi sebou. Nejedná se o pracovní polohu podchlazovače.

4.5.3



Obr. 4-17 Rozložený podchlazovač kondenzátu (mimo pracovní pozici)

Po složení všech částí zobrazených v **obr. 4-17** vypadá popisovaný podchlazovač kondenzátu následovně, viz **obr. 4-18**. Nejedná se o pracovní polohu podchlazovače.



Obr. 4-18 Složený podchlazovač kondenzátu (mimo pracovní pozici)

4.6 Krycí vestavby

4.6

V rámci zajištění bezpečného provozu se do tepelných výměníků zavádí krycí vestavby, které se umísťují do parní části výměníku (pro řešený případ) v místech přívodu pracovního média. Cílem je zabránění přímého nátoky pracovního média na teplosměnné trubky, které není vhodné vystavovat dalšímu zatěžování, zvláště zatížení, kterému lze snadno předejít.

Absence krycích vestaveb v podobě krycích plechů by zapříčinila vybrušování teplosměnných trubek v místech jejich podepření přepážkami (**kapitola 4.4**) a v konečné formě prodření teplosměnných trubek a úniku ohřívané látky do parního prostoru. S ohledem na rozdílný tlak mezi pracovní látkou a látkou ohřívanou, by taková situace vedla k poškození celého zařízení.

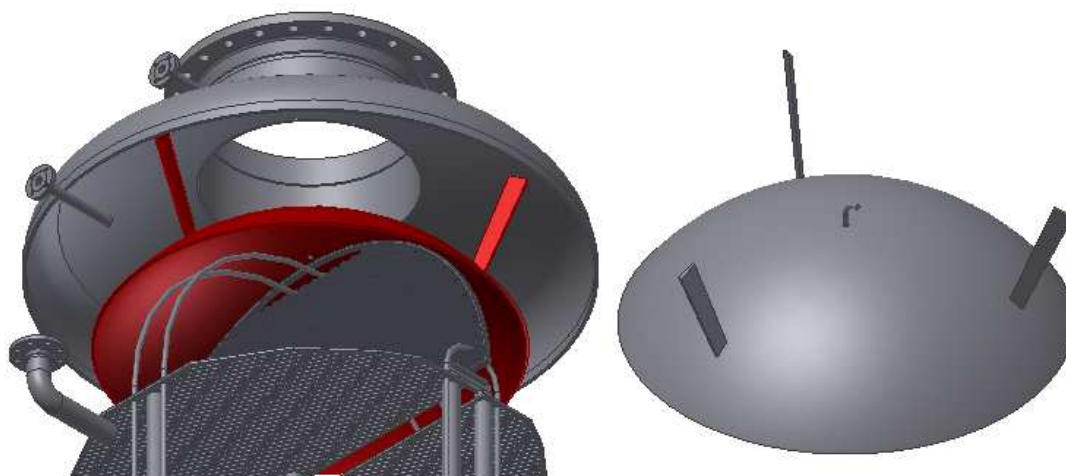
Krycí plechy se přivařují vždy minimálně na dvě přepážky (**kapitola 4.4**) a velikostně mají zajistit, aby polovina vrcholového úhlu nátočného kužele média nebyla vyšší než 45° . Tloušťka krycího plechu se může pohybovat v jednotkách milimetrů, pro řešený případ se jedná o krycí plechy o tloušťce 6 mm. Ohnutí krycího plechu koresponduje s tvarem přepážek (**kapitola 4.4**), na které jsou přivařeny.

4.6.1 Ukázky krycích vestaveb

4.6.1

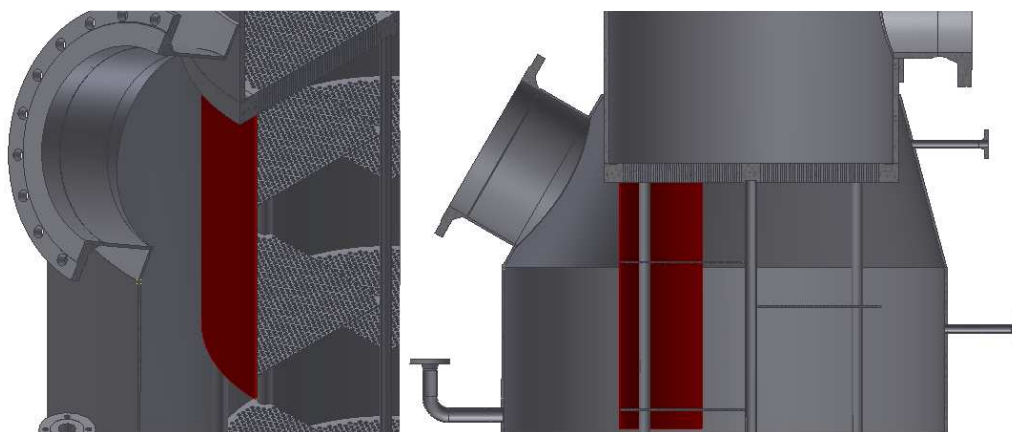
V případě tepelného výměníku s U-trubkami, bývá vstup páry do výměníku přes horní klenuté dno. Krycí vestavba v takovém případě může vypadat obdobně, jako **obr. 4-19**. Levá část **obr. 4-19** zobrazuje horní část parního prostoru výměníku s U-trubkami, krycí plech je přivařen na klenuté dno alespoň na třech místech pomocí plochého plechu, pravá část **obr. 4-19** ilustruje pohled na samotnou konstrukci krycího plechu s pohledem na odvzdušňovací trubku, která zajišťuje bezpečnost při případném zaplavení celého tepelného výměníku – v opačném případě by se stoupající hladina kondenzátu (**kapitola 3.2**) došlo k uzavření páry

v místě vymezeném krycím plechem, kde by pára dál kondenzovala, sníží svůj objem a vyvolá extrémní hodnoty podtlaku, který by vedl ke zborcení krycího plechu a poškození celého trubkového svazku.



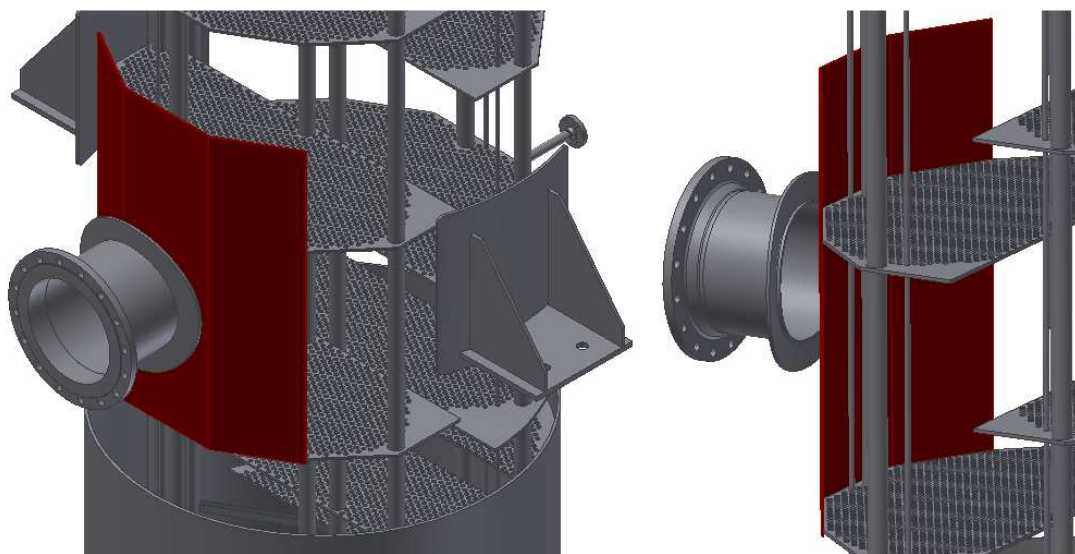
Obr. 4-19 Krycí vestavba, výměník s U-trubkami (pracovní pozice)

Pro tepelný výměník s přímými trubkami, kdy není možné umístit přívod páry do horní části parního prostoru, je snaha umístit přívod páry co nejvýše to je možné. Pozice vstupu páry ovlivňuje maximální možnou výšku zaplavení celého výměníku kondenzátem (**kapitola 3.2**), přičemž zaplavit celou délku teplosměnných trubek může být žádoucí z hlediska regulace výkonu (**kapitola 2.2**). Není možné zaplavit tepelný výměník nad hranici vstupu páry, došlo by k vytvoření uzavřeného prostoru a následného snížení tlaku při pokračující kondenzaci uzavřené páry, nutná kompenzace pojistnými ventily. Celou situaci ilustruje **obr. 4-20** zobrazující řez výměníkem s přímými trubkami a přívodem páry přes konus.



Obr. 4-20 Krycí vestavba, výměník s přímými trubkami (pracovní pozice)

Krom páry lze do tepelného výměníku přivádět i kondenzát (**kapitola 3.2**) formou jeho kaskádování (**kapitola 3.2.1**). Příchozí proud parovodní směsi je kryt krycí vestavbou ve formě plechu uchyceným na přepážkách (**kapitola 4.4**). Důležitým faktorem je možnost kompenzovat stav, kdy by došlo k poklesu tlaku ve výměníku. S poklesem tlaku by bylo nutné redukovat tlak příchozího kondenzátu na nižší hodnoty, což vytvoří parovodní směs s vyšším podílem páry, než pro který je navržena dimenze příruby vstupu kondenzátu (podíl parní a vodní složky parovodní směsi je označován jako suchost páry). S nárůstem množství páry v parovodní směsi dojde ke zvýšení jejího objemu a tím k razantnímu nárůstu rychlosti vstupního proudu parovodní směsi do výměníku, kde by došlo k vyššímu namáhání krycího plechu a teplosměnných trubek. Možný krycí plech kaskády zobrazuje **obr. 4-21**, jedná se pohled na výměník s U-trubkami s odstraněným pláštěm.



Obr. 4-21 Krycí vestavba kaskádování (pracovní pozice)

5 TEPELNÝ VÝPOČET

Tepebný výpočet je rozdělen na několik dílčích částí v závislosti na vstupních hodnotách. Pro řešený případ se jedná o rozdělení výkonu na jednotlivé tepelné výměníky, volbu teplot ohřívání vody na vstupu a výstupu jednotlivých výměníků, výpočtu jednotlivých součinitelů přestupu tepla a výpočet teplosměnných ploch.

Indexování v následujících výpočtech je omezeno pouze na rozlišení v rámci nutnosti pro zajištění přehlednosti. V opačném případě by, vzhledem ke stále se opakujícím veličinám, docházelo k nepřehlednému indexování a chaosu. V kapitole nejsou obsaženy odkazy na předcházející, vysvětlující kapitoly.

5.1 Obecné rozdělení výkonů

Základní zvolení teplot ohřívání vody na vstupech a výstupech jednotlivých výměníků, volba provedena na základě známých teplot kondenzace odběrů topné páry, entalpie jako funkce zvolené teploty a známého pracovního tlaku ohřívání vody, ztráty zanedbány:

Tab. 5-1 Teploty ohřívání vody

výměník vstup/výstup		teplota t[C°]	entalpie i[kJ/kg]
ZO	vstup	70	294,3007
	výstup	84	352,9603
ŠO1	vstup	84	352,9603
	výstup	107	449,7495
ŠO2	vstup	107	449,7495
	výstup	140	590,0034

Potřebné množství napájecí vody:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_v \cdot \Delta i \rightarrow \dot{m}_v = \frac{\dot{Q}_c}{\Delta i} = \frac{100 \cdot 10^6}{(590 - 294,3) \cdot 10^3} = 338,18 \text{ kg/s} \quad (5.1-1)$$

Celkové výkony tepelných výměníků:

$$\dot{Q}_{ZO} = \dot{m}_v \cdot \Delta i_{ZO} = 338,18 \cdot (352,96 - 294,3) \cdot 10^3 = 19\,837\,638,8 \text{ J/s} \quad (5.1-2)$$

$$\dot{Q}_{\text{ŠO1}} = \dot{m}_v \cdot \Delta i_{\text{ŠO1}} = 338,18 \cdot (449,75 - 352,96) \cdot 10^3 = 32\,732\,442,2 \text{ J/s} \quad (5.1-3)$$

$$\dot{Q}_{\text{ŠO2}} = \dot{m}_v \cdot \Delta i_{\text{ŠO2}} = 338,18 \cdot (590 - 449,75) \cdot 10^3 = 47\,429\,745 \text{ J/s} \quad (5.1-4)$$

Kontrolní součet rozdělení výkonu:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_c &= \dot{Q}_{ZO} + \dot{Q}_{\text{ŠO1}} + \dot{Q}_{\text{ŠO2}} = 19\,837\,638,8 + 32\,732\,442,2 + 47\,429\,745 \\ &= 99\,999\,826 \text{ J/s} \end{aligned} \quad (5.1-5)$$

Značky:

\dot{Q}_{index} – tepelný tok [J/s]; výkon [W]
 \dot{m}_{index} – hmotnostní tok [kg/s]
 Δi_{index} – rozdíl entalpií [J/kg]

Indexy:

v - voda
 ZO, ŠO1, ŠO2 - výměník

5.1.1 Hmotnostní toky

Výpočet hmotnostních toků páry a kondenzátu při rovnovážném stavu přívodu páry a odvodu kondenzátu s ohledem na kaskádování kondenzátu, ztráty zanedbány.

Tabulka teplot a entalpií pracovního média na vstupu a výstupu jednotlivých ohříváků, vstupuje pára, vystupuje kondenzát, entalpie pracovní látky na výstupu jako funkce teploty a tlaku:

Tab. 5-2 Přehled teplot a entalpií pracovního média s ohledem na změnu fáze

výměník vstup/výstup		teplota t[C°]	entalpie i[kJ/kg]
ZO	vstup	88,017	2575,6000
	výstup	88,017	368,6278
Š01	vstup	118,365	2706,8000
	výstup	88,017	368,6278
Š02	vstup	158,914	2460,0000
	výstup	112,978	473,9789

Výchozí vzorec:

$$\dot{Q}_{index} = \dot{m}_p \cdot \Delta i \rightarrow \dot{m}_p = \frac{\dot{Q}_{index}}{\Delta i} \quad (5.1-6)$$

Hmotnostní tok páry a kondenzátu - špičkový ohřívák druhý:

$$\dot{m}_{p1} = \frac{\dot{Q}_{\dot{S}02}}{(i'' - i')} = \frac{47429745}{(2460 - 473,98) \cdot 10^3} = 23,88 \text{ kg/s} \quad (5.1-7)$$

$$\dot{m}_{k1} = \dot{m}_{p1} = 23,88 \text{ kg/s} \quad (5.1-8)$$

Hmotnostní tok páry a kondenzátu - špičkový ohřívák první:

$$\dot{m}_{p2} = \frac{\dot{Q}_{\dot{S}01} - \dot{m}_{k1} \cdot \Delta i_{k1}}{(i'' - i')} = \frac{32732442,2 - 23,88 \cdot (473,98 - 368,63)}{(2706,8 - 368,63) \cdot 10^3} = 12,92 \text{ kg/s} \quad (5.1-9)$$

$$\dot{m}_{k2} = \dot{m}_{p1} + \dot{m}_{p2} = 23,88 + 12,92 = 36,8 \text{ kg/s} \quad (5.1-10)$$

Hmotnostní tok páry a kondenzátu - základní ohřívák:

$$\dot{m}_{p3} = \frac{\dot{Q}_{ZO}}{(i'' - i')} = \frac{19837638,8}{(2575,6 - 368,63) \cdot 10^3} = 8,99 \text{ kg/s} \quad (5.1-11)$$

$$\dot{m}_{k3} = \dot{m}_{p1} + \dot{m}_{p2} + \dot{m}_{p3} = 23,88 + 12,92 + 8,99 = 45,79 \text{ kg/s} \quad (5.1-12)$$

Značky: \dot{Q}_{index} – tepelný tok [J/s]; výkon [W] \dot{m}_{index} – hmotnostní tok [kg/s] Δi_{index} – rozdíl entalpií [J/kg] i'' – entalpie páry [J/kg] i' – entalpie kapaliny [J/kg]**Indexy:**

p - pára

k - kondenzát

1 – první odběr páry

2 – druhý odběr páry

3 – třetí odběr páry

5.1.2 Dílčí rozdělení výkonu

Rozdělení výkonu mezi parní prostor a podchlazovač kondenzátu u výměníků ŠO1 a ŠO2 s ohledem na kaskádování kondenzátu, ztráty zanedbány.

Tabulka teplot a entalpií pracovního média na vstupu jednotlivých ohříváků a vstupu a výstupu jednotlivých podchlazovačů kondenzátu, do ohříváku vstupuje pára, do podchlazovače kondenzátu vstupuje kondenzát, vystupuje kondenzát, entalpie jako funkce teploty a tlaku (vstup zadán):

5.1.2

Tab. 5-3 Přehled teplot a entalpií pracovního média s ohledem na podchlazení kondenzátu.

výměník vstup/výstup		teplota [Co]	entalpie [kJ/kg]
ŠO1	vstup	118,365	2706,8000
	před kondenzací	112,978	2695,5644
	po kondenzaci	112,978	473,9789
	výstup	88,017	368,6278
ŠO2	vstup	158,914	2460,0000
	po kondenzaci	158,914	670,8555
	výstup	112,978	473,9789

Tepelný výkon parní části a podchlazovače kondenzátu - špičkový ohřívák druhý:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\dot{S}O2p} &= \dot{m}_{p1} \cdot \Delta i = \dot{m}_{p1} \cdot (i'' - i') = 23,88 \cdot (2460 - 670,86) \\ &= \mathbf{42\,724\,770,7\,J/s}\end{aligned}$$

(5.1-13)

$$\dot{Q}_{\dot{S}O2k} = \dot{m}_{k1} \cdot \Delta i_{k1} = 23,88 \cdot (670,86 - 473,98) = \mathbf{4\,701\,413,2\,J/s}$$

(5.1-14)

Tepelný výkon parní části a podchlazovače kondenzátu - špičkový ohřívák první:

$$\dot{Q}_{\dot{S}O1p} = \dot{m}_{p2} \cdot \Delta i_{p2} = 12,92 \cdot (2706,8 - 2695,56) = \mathbf{145\,164\,J/s}$$

(5.1-15)

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\dot{S}O1p} &= \dot{m}_{p2} \cdot \Delta i = \dot{m}_{p2} \cdot (i'' - i') = 12,92 \cdot (2695,56 - 473,98) \\ &= \mathbf{28\,702\,884,7\,J/s}\end{aligned}$$

(5.1-16)

$$\dot{Q}_{\dot{S}O1k} = \dot{m}_{k2} \cdot \Delta i_{k2} = 36,8 \cdot (473,98 - 368,63) = \mathbf{3\,876\,920,5\,J/s}$$

(5.1-17)

Značky:

\dot{Q}_{index} – tepelný tok [J/s]; výkon [W]
 \dot{m}_{index} – hmotnostní tok [kg/s]
 Δi_{index} – rozdíl entalpií [J/kg]
 i'' – entalpie páry [J/kg]
 i' – entalpie kapaliny [J/kg]

Indexy:

p - pára
k - kondenzát
1 – první odběr páry
2 – druhý odběr páry

5.1.3 Určení vlastností ohřívání vody

5.1.3

Určení teplot a entalpií ohřívání vody na výstupu z podchlazovačů kondenzátu.

Tabulka teplot a entalpií ohřívání vody na vstupu a výstupu výměníků s podchlazovači kondenzátu, entalpie jako funkce teploty a tlaku:

Tab. 5-4 Přehled teplot ohřívání vody pro výměníky s podchlazovači.

	výměník vstup/výstup	teplota t[°C]	entalpie i[kJ/kg]
ŠO1	vstup	84	352,9603
	výstup	107	449,7495
ŠO2	vstup	107	449,7495
	výstup	140	590,0034

Výchozí vzorec:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta i = \dot{m} \cdot (i_2 - i_1) \rightarrow i_1 = i_2 - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} \quad (5.1-18)$$

Entalpie a teplota ohřívání vody na výstupu z podchlazovače - špičkový ohřívák druhý:

$$i_1 = i_2 - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} = 590 \cdot 10^3 - \frac{42\,724\,770,7}{338,18} = 463,6626 \text{ kJ/kg} \quad (5.1-19)$$

$$t_1 = f(i_1; p) = f(463,66 \text{ kJ/kg}; 1,6 \text{ MPa}) = 110,293 \text{ °C} \quad (5.1-20)$$

Entalpie a teplota ohřívání vody na výstupu z podchlazovače - špičkový ohřívák první:

$$i_1 = i_2 - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} = 449,75 \cdot 10^3 - \frac{28\,702\,884,7}{338,18} = 364,876 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (5.1-21)$$

$$t_1 = f(i_1; p) = f(364,88 \text{ kJ/kg}; 1,6 \text{ MPa}) = 86,839 \text{ °C} \quad (5.1-22)$$

Značky: \dot{Q}_{index} – tepelný tok [J/s]; výkon [W] \dot{m}_{index} – hmotnostní tok [kg/s] i_{index} – entalpie [J/kg] p – tlak [Pa]**Indexy:**

1 – ohřívána voda opouštějící podchlazovač

2 – ohřívána voda na výstupu z výměníku

Tabulka teplot a entalpií pracovního média a ohřívané vody ve všech místech potřebných v dalších částech výpočtu:

Tab. 5-5 Přehled hodnot teplot a entalpií obou médií

výměník, prostor výměníku, vstup/výstup			ohřívána voda		pracovní médium	
			teplota t [°C]	entalpie i [kJ/kg]	teplota t [°C]	entalpie i [kJ/kg]
základní ohřívák ZO	podchlazovač kond.	vstup	bez podchlazovače		bez podchlazovače	
		výstup				
	parní prostor	vstup	70	294,301	88,017	2575,6
		výstup	84	352,96	88,017	368,628
špičkový ohřívák první ŠO1	podchlazovač kond.	vstup	84	352,96	112,978	473,979
		výstup	86,839	364,876	88,017	368,628
	parní prostor	vstup	86,839	364,876	118,365	2706,8
		výstup	107	449,75	112,978	473,979
špičkový ohřívák druhý ŠO2	podchlazovač kond.	vstup	107	449,749	158,914	670,856
		výstup	110,293	463,662	112,978	473,979
	parní prostor	vstup	110,293	463,662	158,914	2460,0
		výstup	140	590,00	158,914	670,856

5.2 Součinitel přestupu tepla

5.2

Vzhledem k opakujícímu se výpočtu je vypsán pouze výpočet pro ŠO1, výpočty pro ZO a ŠO2 budou součástí **příloh [1] a [2]**. Vypsáný výpočet je poslední iterací a vychází ze **zdroje [1]**.

5.2.1 Součinitel přestupu tepla kondenzující páry

5.2.1

Vstupní hodnoty:

Rozteč přepážek	H_P	= 0,6	m
Teplota kondenzace páry	T_S	= 112,978	°C

Odhadnuté hodnoty:

Střední teplota stěny teplosměnné trubky	T_{ST}	= 107,98	°C
--	----------	----------	----

Vlastnosti kondenzátu při T_S , tabulkové hodnoty:

Hustota	ρ_S	= 948,659	kg/m ³
Měrná tepelná kapacita	c_S	= 4 234,885	J/kg.K
Dynamická viskozita	η_S	= 0,0002366	Pa.s
Tepelná vodivost	λ_S	= 0,6821	W/m.K
Kondenzační teplo	l_S	= 2 221 585,5	J/kg
Prandtlovo číslo	Pr_S	= 1,469	[-]
Kinematická viskozita	ν_S	= 2,494 · 10 ⁻⁷	m ² /s

Vlastnosti kondenzátu při T_{ST} , tabulkové hodnoty:

Tepelná vodivost	λ_{ST}	= 0,6807	W/m.K
Dynamická viskozita	η_{ST}	= 0,0002598	Pa.s
Měrná tepelná kapacita	c_{ST}	= 4 227,413	J/kg.K
Prandtlovo číslo	Pr_{ST}	= 1,6134	[-]

Výpočty:

Teplotní rozdíl:

$$\Delta T = T_S - T_{ST} = 112,978 - 108,45 = 4,998 \text{ °C} \quad (5.2-1)$$

Poměr hustot:

$$\frac{\rho_P}{\rho_S} = \frac{0,907}{948,659} = 0,000956[-]; \text{ zanedbáno} \quad (5.2-2)$$

Kritérium Z:

$$Z = \sqrt[3]{\frac{g}{\nu_S^2}} \cdot \frac{\lambda_S \cdot \Delta T \cdot H_P}{l_S \cdot \eta_S} = \sqrt[3]{\frac{9,81}{(2,494 \cdot 10^{-7})^2}} \cdot \frac{0,6821 \cdot 4,528 \cdot 0,6}{2 221 585,5 \cdot 0,0002366} = 210,251[-] \quad (5.2-3)$$

Reynoldsovo číslo pro kondenzační blánu:

$$Re_f = 0,941 \cdot Z^{0,781} = 0,941 \cdot 190,479^{0,781} = \mathbf{61,326[-]}; \text{ laminární proudění} \quad (5.2-4)$$

Korekce na závislost fyzikálních vlastností:

$$E_T = \left(\left(\frac{\lambda_{ST}}{\lambda_S} \right)^3 \cdot \frac{\eta_S}{\eta_{ST}} \right)^{0,125} = \left(\left(\frac{0,6808}{0,6821} \right)^3 \cdot \frac{0,0002366}{0,0002586} \right)^{0,125} = \mathbf{0,9876[-]} \quad (5.2-5)$$

Nusseltovo číslo:

$$Nu = 0,941 \cdot Z^{-0,2187} = 0,941 \cdot 190,479^{-0,2187} = \mathbf{0,2922[-]} \quad (5.2-6)$$

Součinitel přestupu tepla kondenzující páry:

$$\alpha_p = \frac{Nu \cdot \lambda_S}{\sqrt[3]{\left(\frac{v_S^2}{g}\right)}} = \frac{0,2985 \cdot 0,6821}{\sqrt[3]{\left(\frac{(2,494 \cdot 10^{-7})^2}{9,81}\right)}} = \mathbf{10\,776\,W/m^2 \cdot K}$$

5.2.2 Vybrané vlastnosti kondenzační blány

5.2.2

Tloušťka kondenzační blány:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot \eta_S^2 \cdot Re_f}{g \cdot \rho_S^2}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 0,0002366^2 \cdot 56,774}{9,81 \cdot 948,659^2}} = \mathbf{0,000\,105\,m} \quad (5.2-7)$$

Tepelná vodivost:

$$\lambda_B = \lambda_S = \mathbf{0,6821\,W/m \cdot K}$$

5.2.3 Součinitel přestupu tepla ohřívané vody v teplosměnných trubkách pro parní prostor 5.2.3

Vstupní hodnoty:

Hmotnostní tok ohřívané vody	\dot{m}_v	= 338,18	kg/s
Tlak ohřívané vody	p_v	= 16	bar
Teploty - vstup	T_{V1}	= 86,839	°C
- výstup	T_{V2}	= 107	°C

Odhadnuté hodnoty:

Střední teplota stěny teplosměnné trubky	T_{ST}	= 105,62	°C
Délka teplosměnné trubky	H_T	= 10	m

Teplosměnné trubky:

Počet:	n	= 3000	[-]
Vnější průměr:	d_2	= 0,012	m
Vnitřní průměr:	d_1	= 0,010	m
Charakteristický rozměr:	l	= 0,010	m

Vlastnosti ohřívané vody pro T_v , tabulkové hodnoty:

Střední teplota	$T_v = \frac{T_{V1} + T_{V2}}{2} = \frac{86,839 + 107}{2} = 96,92$	°C
Hustota	$\rho_v = 961,245$	kg/m ³
Měrná tepelná kapacita	$c_v = 4\,209,432$	J/kg.K
Dynamická viskozita	$\eta_v = 0,0002915$	Pa.s
Tepelná vodivost	$\lambda_v = 0,6773$	W/m.K
Prandtlovo číslo	$Pr_v = 1,812$	[-]

Vlastnosti ohřívané vody pro T_{ST} , tabulkové hodnoty:

Tepelná vodivost	$\lambda_{ST} = 0,6807$	W/m.K
Dynamická viskozita	$\eta_{ST} = 0,0002663$	Pa.s
Měrná tepelná kapacita	$c_{ST} = 4\,220,609$	J/kg.K
Prandtlovo číslo	$Pr_{ST} = 1,6513$	[-]

Výpočty:**Objemový tok ohřívání vody:**

$$\dot{V}_V = \frac{\dot{m}_V}{\rho_V} = \frac{338,18}{961,245} = 0,3518 \text{ m}^3/\text{s} \quad (5.2-8)$$

Průtočný průřez jedné teplosměnné trubky:

$$S = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4} = 7,854 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (5.2-9)$$

Rychlost proudu ohřívání vody:

$$w_V = \frac{\dot{V}_V}{n \cdot S} = \frac{0,3518}{3000 \cdot 7,854 \cdot 10^{-5}} = 1,493 \text{ m/s} \quad (5.2-10)$$

Reynoldsovo číslo proudu ohřívání vody:

$$Re_V = \frac{w_V \cdot l \cdot \rho_V}{\eta_V} = \frac{1,493 \cdot 0,01 \cdot 961,245}{0,0002915} = 49\,230,24 \text{ [-]} \quad (5.2-11)$$

Korekce na přechodové pásmo proudění, Re 2300 až 10⁶:

$$A = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10} Re_V - 1,64)^2 \cdot 8} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10} 49\,230,24 - 1,64)^2 \cdot 8} = 0,002626 \text{ [-]} \quad (5.2-12)$$

Nusseltovo číslo:

$$Nu = \frac{A \cdot (Re_V - 1000) \cdot Pr_V}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{A} \cdot (Pr_V^{2/3} - 1)} = \frac{0,002626 \cdot (49\,230,24 - 1000) \cdot 1,812}{1 + 12,7 \sqrt{0,002626} \cdot (1,812^{2/3} - 1)} = 174,304 \text{ [-]} \quad (5.2-13)$$

Korekce na vliv vstupního úseku:

$$E_l = 1 + \left(\frac{l}{H_T}\right)^{2/3} = 1 + \left(\frac{0,01}{10}\right)^{2/3} = 1,01 \text{ [-]}; \text{ není nutná} \quad (5.2-14)$$

Korekce na rozdíl teplot proudu ohřívání vody a stěny teplosměnné trubky:

$$E_T = \left(\frac{Pr_V}{Pr_{ST}}\right)^{0,11} = \left(\frac{1,812}{1,6513}\right)^{0,11} = 1,0103 \text{ [-]}; \text{ není nutná} \quad (5.2-15)$$

Součinitel přestupu tepla ohřívání vody v teplosměnných trubkách pro parní prostor:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_V}{l} = \frac{174,304 \cdot 0,6773}{0,01} = 11805 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (5.2-16)$$

5.2.4 Součinitel přestupu tepla ohřívané vody v teplosměnných trubkách pro prostor podchlazovače kondenzátu 5.2.4

Indexování je shodné s indexováním u výpočtu součinitele přestupu tepla ohřívané vody pro parní prostor

Vstupní hodnoty:

Hmotnostní tok ohřívané vody	\dot{m}_v	= 338,18	kg/s
Tlak ohřívané vody	p_v	= 1,6	MPa
Teploty ohřívané vody	- vstup	T_{V1}	= 84 °C
	- výstup	T_{V2}	= 86,839 °C

Odhadnuté hodnoty:

Střední teplota stěny teplosměnné trubky	T_{ST}	= 97,446	°C
Délka teplosměnné trubky	H_T	= 1,5	m

Teplosměnné trubky:

Počet:	n	= 3000	[-]
Vnější průměr:	d_2	= 0,012	m
Vnitřní průměr:	d_1	= 0,010	m
Charakteristický rozměr:	l	= 0,010	m

Vlastnosti ohřívané vody pro T_v , tabulkové hodnoty:

Střední teplota ohřívané vody	$T_v = \frac{T_{V1} + T_{V2}}{2} = \frac{84 + 86,839}{2} = 85,42$	°C
Hustota	$\rho_v = 969,026$	kg/m ³
Měrná tepelná kapacita	$c_v = 4\,197,107$	J/kg.K
Dynamická viskozita	$\eta_v = 0,000332$	Pa.s
Tepelná vodivost	$\lambda_v = 0,6712$	W/m.K
Prandtlovo číslo	$Pr_v = 2,076$	[-]

Vlastnosti ohřívané vody pro T_{ST} , tabulkové hodnoty:

Tepelná vodivost	$\lambda_{ST} = 0,6712$	W/m.K
Dynamická viskozita	$\eta_{ST} = 0,00029$	Pa.s
Měrná tepelná kapacita	$c_{ST} = 4\,210,061$	J/kg.K
Prandtlovo číslo	$Pr_{ST} = 1,8015$	[-]

Výpočty:**Objemový tok ohřívané vody:**

$$\dot{V}_V = \frac{\dot{m}_V}{\rho_V} = \frac{338,18}{969,026} = 0,349 \text{ m}^3/\text{s} \quad (5.2-17)$$

Průtočný průřez jedné teplosměnné trubky:

$$S = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,01^2}{4} = 7,854 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (5.2-18)$$

Rychlost proudu ohřívané vody:

$$w_V = \frac{\dot{V}_V}{n \cdot S} = \frac{0,349}{3000 \cdot 7,854 \cdot 10^{-5}} = 1,481 \text{ m/s} \quad (5.2-19)$$

Reynoldsovo číslo proudu ohřívané vody:

$$Re_V = \frac{w_V \cdot l \cdot \rho_V}{\eta_V} = \frac{1,481 \cdot 0,01 \cdot 969,026}{0,000332} = 43\,220,78 \text{ [-]} \quad (5.2-20)$$

Korekce na přechodové pásmo proudění, Re 2300 až 10⁶:

$$A = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10} Re_V - 1,64)^2 \cdot 8} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10} 43\,220,78 - 1,64)^2 \cdot 8} = 0,002706 \text{ [-]} \quad (5.2-21)$$

Nusseltovo číslo:

$$Nu = \frac{A \cdot (Re_V - 1000) \cdot Pr_V}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{A} \cdot (Pr_V^{2/3} - 1)} = \frac{0,002706 \cdot (43\,220,78 - 1000) \cdot 2,076}{1 + 12,7 \sqrt{0,002706} \cdot (2,076^{2/3} - 1)} = 167,686 \text{ [-]} \quad (5.2-22)$$

Korekce na vliv vstupního úseku:

$$E_l = 1 + \left(\frac{l}{H_T}\right)^{2/3} = 1 + \left(\frac{0,01}{1,5}\right)^{2/3} = 1,035 \text{ [-]}; \text{ není nutná} \quad (5.2-23)$$

Korekce na rozdíl teplot proudu ohřívané vody a stěny teplosměnné trubky:

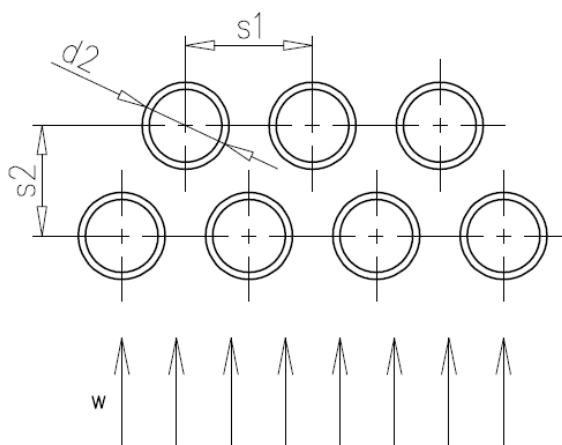
$$E_T = \left(\frac{Pr_V}{Pr_{ST}}\right)^{0,11} = \left(\frac{2,076}{1,8015}\right)^{0,11} = 1,016 \text{ [-]}; \text{ není nutná} \quad (5.2-24)$$

Součinitel přestupu tepla ohřívané vody v teplosměnných trubkách pro parní prostor:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_V}{l} = \frac{167,686 \cdot 0,6712}{0,01} = 11256 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (5.2-25)$$

5.2.5 Součinitel přestupu tepla proudícího kondenzátu při příčném proudění skrz trubkový svazek, vystřídání uspořádání teplosměnných trubek

Výpočet teplosměnných ploch podchlazovače kondenzátu je zjednodušený a neuvažuje lokální podélné proudění v rámci křížového proudění kondenzátu, odchylka nebude mít znatelný vliv na výsledek vzhledem k poměru zastoupení příčného a podélného proudění v řešeném typu podchlazovače kondenzátu.



Obr. 5-1 Příčné obtékání trubkového svazku

Vstupní hodnoty:

Hmotnostní tok kondenzátu	\dot{m}_K	= 36,8	kg/s
Tlak kondenzátu	p_K	= 0,158	MPa
Teploty - vstup	T_{K1}	= 112,978	°C
- výstup	T_{K2}	= 88,017	°C
Rozteč teplosměnných trubek	s_1	= 0,0175	m
Úhel uspořádání teplosměnných trubek	β	= 60	°
Průřez podchlazovače	s_C	= 1,08	m
Vnější průměr teplosměnné trubky	d_2	= 0,012	m

Vlastnosti kondenzátu pro T_K , tabulkové hodnoty:

Střední teplota	$T_K = \frac{T_{K1} + T_{K2}}{2} = \frac{88,017 + 112,978}{2} = 100,498$	°C
Hustota	$\rho_K = 958,022$	kg/m ³
Měrná tepelná kapacita	$c_K = 4\,217,149$	J/kg.K
Dynamická viskozita	$\eta_K = 0,0002803$	Pa.s
Tepelná vodivost	$\lambda_K = 0,678$	W/m.K
Kinematická viskozita	$\nu_K = 2,926 \cdot 10^{-7}$	m ² /s
Prandtlovo číslo	$Pr_K = 1,743$	[-]

Výpočty:**Rozteč teplosměnných trubek ve směru proudění kondenzátu:**

$$s_2 = s_1 \cdot \sin \beta = 0,0175 \cdot \sin 60 = \mathbf{0,0152 \text{ m}} \quad (5.2-26)$$

Rozteč přepážek:

$$H = 0,2 \cdot s_c = 0,2 \cdot 1,08 = \mathbf{0,216 \text{ m}} \quad (5.2-27)$$

Průtočný průřez při uvážení přepážky 6 mm, bez teplosměnných trubek:

$$S = s_c \cdot (H - 0,006) = 1,08 \cdot (0,216 - 0,006) = \mathbf{0,227 \text{ m}^2} \quad (5.2-28)$$

Charakteristický rozměr obtékané teplosměnné trubky:

$$l = \frac{d_2 \cdot \pi}{2} = \frac{0,012 \cdot \pi}{2} = \mathbf{0,01885 \text{ m}} \quad (5.2-29)$$

Objemový tok kondenzátu:

$$\dot{V}_K = \frac{\dot{m}_K}{\rho_K} = \frac{36,8}{958,022} = \mathbf{0,0384 \text{ m}^3/\text{s}} \quad (5.2-30)$$

Rychlost proudění kondenzátu:

$$w_K = \frac{\dot{V}_K}{S} = \frac{0,0384}{0,227} = \mathbf{0,1694 \text{ m/s}} \quad (5.2-31)$$

Poměrná rozteč příčná:

$$a = \frac{s_1}{d_2} = \frac{0,0175}{0,012} = \mathbf{1,458 \text{ m}} \quad (5.2-32)$$

Poměrná rozteč podélná:

$$b = \frac{s_2}{d_2} = \frac{0,0152}{0,012} = \mathbf{1,263 \text{ m}} \quad (5.2-33)$$

Součinitel zohledňující velikost příčných roztečí pro $b > 1$:

$$\tau = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a} = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot 1,458} = \mathbf{0,4614 [-]} \quad (5.2-34)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_K \cdot l}{\tau \cdot \nu} = \frac{0,1694 \cdot 0,01885}{0,4614 \cdot 2,926 \cdot 10^{-7}} = \mathbf{23\,647,1 [-]} \quad (5.2-35)$$

Nusseltovo číslo – laminární:

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr_K} = 0,664 \cdot \sqrt{23\,647,1} \cdot \sqrt[3]{1,743} = \mathbf{122,893 [-]} \quad (5.2-36)$$

Nusseltovo číslo – turbulentní:

$$Nu_{tur} = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_K}{1 + 2,443 \cdot Re^{-0,1} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} = \frac{0,037 \cdot 23\,647,1^{0,8} \cdot 1,743}{1 + 2,443 \cdot 23\,647,1^{-0,1} \cdot (1,743^{2/3} - 1)} = 145,349[-]$$

(5.2-37)

Nusseltovo číslo obtékaného trubkového svazku:

$$Nu_m = 0,3 + \sqrt{(Nu_{lam})^2 + (Nu_{tur})^2} = 0,3 + \sqrt{(122,893)^2 + (145,349)^2} = 190,639[-]$$

(5.2-38)

Korekční součinitel na uspořádání teplosměnných trubek – vystřídání uspořádání:

$$f_A = 1 - \frac{2}{3 \cdot b} = 1 - \frac{2}{3 \cdot 1,263} = 1,5279[-]$$

(5.2-39)

Nusseltovo číslo obtékaného trubkového svazku po korekci, platí pro počet řad svazku >10:

$$Nu = f_A \cdot Nu_m = 1,5279 \cdot 190,639 = 291,27 [-]$$

(5.2-40)

Součinitel přestupu tepla proudícího kondenzátu při příčném obtékání trubkového svazku:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_K}{l} = \frac{307,21 \cdot 0,678}{0,01885} = 10\,476 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

(5.2-41)

5.3 Výpočet teplosměnných ploch

Vzhledem k opakujícímu se výpočtu je vypsán pouze výpočet pro ŠO1, výpočty pro ZO a ŠO2 budou součástí příloh [1] a [2]. Vypsáný výpočet vychází ze zdroje [1].

5.3.1 Teplosměnná plocha parního prostoru

Vstupní hodnoty:

Teplota kondenzující páry	t_P	= 112,978	°C
Teplota ohřívání vody	-vstup	t_{V1}	= 86,839 °C
	-výstup	t_{V2}	= 107 °C
Tepelný tok	\dot{Q}_P	= 28 848 049	J/s
Vnější průměr teplosměnné trubky	d_2	= 0,012	m
Vnitřní průměr teplosměnné trubky	d_1	= 0,01	m
Součinitel přestupu tepla kondenzující páry	α_P	= 10 766	W/m ² .K
Tepelná vodivost kondenzační blány	λ_B	= 0,6821	W/m.K
Tloušťka kondenzační blány	δ_B	= 0,000 105	m
Tepelná vodivost teplosměnné trubky	λ_T	= 15	W/m.K
Součinitel přestupu tepla ohřívání vody	α_V	= 11 805	W/m ² .K

Výpočty:

střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_P - t_{V1}) - (t_P - t_{V2})}{\ln \frac{t_P - t_{V1}}{t_P - t_{V2}}} = \frac{(112,978 - 86,839) - (112,978 - 107)}{\ln \frac{112,978 - 86,839}{112,978 - 107}} = 13,665 \text{ °C} \quad (5.3-1)$$

Koeficient prostupu tepla:

$$k = \frac{1}{\sum R} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_P} + \frac{\delta_B}{\lambda_B} + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda_T} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{1}{\alpha_V}} = \frac{1}{\frac{1}{10\,766} + \frac{0,000105}{0,6821} + \frac{0,012}{2 \cdot 15} \cdot \ln \frac{0,012}{0,01} + \frac{0,012}{0,01} \cdot \frac{1}{11\,805}} = 2\,370,82 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (5.3-2)$$

Teplosměnná plocha parního prostoru:

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \rightarrow S = \frac{\dot{Q}_P}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{28\,848\,049}{2\,370,82 \cdot 13,665} = 890,43 \text{ m}^2 \quad (5.3-3)$$

5.3.2 Teplosměnná plocha podchlazovače kondenzátu**Vstupní hodnoty:**

Teplota kondenzátu -vstup	t_{K1}	= 112,978	°C
-výstup	t_{K2}	= 88,017	°C
Střední měrná tepelná kapacita kondenzátu	c_K	= 4217,1	J/kg.K
Teplota ohřívání vody-vstup	t_{V1}	= 84	°C
-výstup	t_{V2}	= 86,839	°C
Střední měrná tepelná kapacita ohřívání vody	c_V	= 4197,1	J/kg.K
Tepelný tok	\dot{Q}_K	= 3 876 921	J/s
Hmotnostní tok ohřívání vody	\dot{m}_V	= 338,18	kg/s
Hmotnostní tok kondenzátu	\dot{m}_K	= 36,8	kg/s
Vnější průměr teplosměnné trubky	d_2	= 0,012	m
Vnitřní průměr teplosměnné trubky	d_1	= 0,01	m
Součinitel přestupu tepla kondenzátu	α_K	= 10 476	W/m ² .K
Tepelná vodivost teplosměnné trubky	λ_T	= 15	W/m.K
Součinitel přestupu tepla ohřívání vody	α_V	= 11 256	W/m ² .K

Výpočty:**Koeficient prostupu tepla:**

$$k = \frac{1}{\sum R} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_K} + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda_T} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{1}{\alpha_V}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{10\,476} + \frac{0,012}{2 \cdot 15} \cdot \ln \frac{0,012}{0,01} + \frac{0,012}{0,01} \cdot \frac{1}{11\,256}} =$$

$$= 3\,636,45 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (5.3-4)$$

Vodní ekvivalent ohřívání vody:

$$w_V = c_V \cdot \dot{m}_V = 4197,1 \cdot 338,18 = 1\,419\,377,5 \text{ kJ/kg} \cdot \text{s} \quad (5.3-5)$$

Vodní ekvivalent kondenzátu:

$$w_K = c_K \cdot \dot{m}_K = 4217,1 \cdot 36,8 = 155\,191,1 \text{ kJ/kg} \cdot \text{s} \quad (5.3-6)$$

Parametry:

$$P = \frac{t_{K1} - t_{K2}}{t_{K1} - t_{V1}} = \frac{112,978 - 88,017}{112,978 - 84} = 0,861[-] \quad (5.3-7)$$

$$R = \frac{w_K}{w_V} = \frac{155\,191,1}{1\,419\,377,5} = 0,109[-] \quad (5.3-8)$$

Teplotní poměry ve výměníku s křížovým proudem, odečteno z grafu, zdroj [1], strana 256:

$$\frac{\Delta t_{stř}}{t_{K1} - t_{V1}} = 0,39 \quad [-] \quad (5.3-9)$$

Střední teplotní spád:

$$\frac{\Delta t_{stř}}{t_{K1} - t_{V1}} = 0,39 \rightarrow \Delta t_{stř} = 0,39 \cdot (t_{K1} - t_{V1}) = 0,39 \cdot (112,978 - 84) = 11,301 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.3-10)$$

Teplosměnná plocha podchlazovače kondenzátu:

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta t_{stř} \rightarrow S = \frac{\dot{Q}_K}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{3\,876\,921}{3\,703,16 \cdot 11,301} = 94,34 \text{ m}^2 \quad (5.3-11)$$

5.4 Kontrola odhadů středních teplot vnitřní/vnější stěny teplosměnné trubky pro výpočty koeficientů přestupu tepla

5.4

Ze známých tepelných toků a přibližných velikostí teplosměnných ploch lze vypočítat střední teploty stěn teplosměnných trubek, na tyto hodnoty pak budou upraveny prvotní odhady. Postupným iterováním se odhadnutá a vypočítaná teplota stěn teplosměnných trubek vyrovná až na požadovaný rozdíl (v řešeném případě dvě desetinná místa) a pro tento stav se odečtené hodnoty teplosměnných ploch rovnají skutečným.

5.4.1 Kontrola odhadu teploty vnější stěny teplosměnné trubky pro výpočet součinitele přestupu tepla kondenzující páry

5.4.1

Vstupní hodnoty:

Teplosměnná plocha parního prostoru	S	= 890,43	m ²
Teplota kondenzující páry	t _p	= 112,978	°C
Tepelný tok v parním prostoru	Q̇ _p	= 28 848 049	J/s
Tepelná vodivost kondenzační blány	λ _B	= 0,6821	W/m.K
Tloušťka kondenzační blány	δ _B	= 0,000 105	m

Výpočet:

Výchozí vzorec:

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta t = \frac{1}{\frac{\delta_B}{\lambda_B}} \cdot S \cdot (t_p - T_{st}) \rightarrow T_{st} = t_p - \frac{\dot{Q}_p \cdot \delta_B}{\lambda_B \cdot S} \quad (5.4-1)$$

Střední teplota vnější stěny teplosměnné trubky v parním prostoru:

$$T_{st} = t_p - \frac{\dot{Q}_p \cdot \delta_B}{\lambda_B \cdot S} = 112,978 - \frac{28\,848\,049 \cdot 0,000\,105}{0,6821 \cdot 890,43} = 107,98 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.4-2)$$

5.4.2 Kontrola odhadu teploty vnitřní stěny teplosměnné trubky pro výpočet součinitele přestupu tepla ohřívané vody pro parní prostor

5.4.2

Vstupní hodnoty:

Teplosměnná plocha parního prostoru	S	$= 890,43$	m^2
Teplota vnější stěny teplosměnné trubky	t_2	$= 107,98$	$^{\circ}\text{C}$
Tepelný tok	\dot{Q}_P	$= 28\,848\,049$	J/s
Vnější průměr teplosměnné trubky	d_2	$= 0,012$	m
Vnitřní průměr teplosměnné trubky	d_1	$= 0,01$	m
Tepelná vodivost teplosměnné trubky	λ_T	$= 15$	W/m.K

Výpočet:

Výchozí vzorec:

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta t = \frac{1}{\frac{d_2}{2 \cdot \lambda_T} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} \cdot S \cdot (t_2 - T_{st}) \rightarrow T_{st} = t_2 - \frac{\dot{Q}_P \cdot d_2 \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}{2 \cdot \lambda_T \cdot S} \quad (5.4-3)$$

Střední teplota vnitřní stěny teplosměnné trubky v parním prostoru:

$$T_{st} = t_2 - \frac{\dot{Q}_P \cdot d_2 \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}{2 \cdot \lambda_T \cdot S} = 107,98 - \frac{28\,848\,049 \cdot 0,012 \cdot \ln \frac{0,012}{0,01}}{2 \cdot 15 \cdot 890,43} = 105,615 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (5.4-4)$$

5.4.3 Kontrola odhadu střední teploty vnitřní stěny teplosměnné trubky pro výpočet součinitele přestupu tepla ohřívané vody pro prostor podchlazovače kondenzátu

Vstupní hodnoty:

Teplosměnná plocha podchlazovače kond.	S	= 92,636	m ²
Teplota vnější stěny teplosměnné trubky	t ₂	= 100,498	°C
Tepelný tok v podchlazovači kondenzátu	Q̇ _K	= 3 876 921	J/s
Vnější průměr teplosměnné trubky	d ₂	= 0,012	m
Vnitřní průměr teplosměnné trubky	d ₁	= 0,01	m
Tepelná vodivost teplosměnné trubky	λ _T	= 15	W/m.K

Výpočet:

Výchozí vzorec:

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta t = \frac{1}{\frac{d_2}{2 \cdot \lambda_T} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} \cdot S \cdot (t_2 - T_{st}) \rightarrow T_{st} = t_2 - \frac{\dot{Q}_K \cdot d_2 \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}{2 \cdot \lambda_T \cdot S} \quad (5.4-5)$$

Střední teplota vnitřní stěny teplosměnné trubky v parním prostoru:

$$T_{st} = t_p - \frac{\dot{Q}_K \cdot d_2 \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}{2 \cdot \lambda_T \cdot S} = 100,498 - \frac{3\,876\,921 \cdot 0,012 \cdot \ln \frac{0,012}{0,01}}{2 \cdot 15 \cdot 92,636} = 97,446 \text{ °C} \quad (5.4-6)$$

Střední teplota vnitřní stěny teplosměnné trubky v řešeném případě neovlivní součinitel přestupu tepla ohřívané vody.

5.5 Hydraulický výpočet

5.5

Hydraulický výpočet je omezen na výpočet tlakových ztrát při proudění ohřívané vody skrz teplosměnné trubky. Pro opakující se charakter výpočtu je uveden pouze výpočet pro výměník ŠO1, zbylé výpočty jsou součástí příloh [1] a [2]. Výpočet vychází ze zdroje [1], ztrátové součinitele ze zdroje [3].

5.5.1 Tlakové ztráty v trubkovém svazku

5.5.1

Vstupní hodnoty:

Počet teplosměnných trubek	n	= 3000	[-]
Vnější průměr teplosměnné trubky	d_2	= 0,012	m
Vnitřní průměr teplosměnné trubky	d_1	= 0,01	m
Hmotnostní tok ohřívané vody	\dot{m}_V	= 338,18	kg/s
Teplota ohřívané vody	- vstup	t_1	= 84 °C
	- výstup	t_2	= 107 °C
Teplosměnná plocha parního prostoru	S_P	= 890,43	m ²
Teplosměnná plocha podchlazovače kond.	S_K	= 94,34	m ²
Ztrátový součinitel na vstupu do svazku	χ_1	= 0,5	[-]
Ztrátový součinitel na výstupu ze svazku	χ_2	= 1	[-]
Součinitel tření	λ	= 0,041	[-]

Vlastnosti ohřívané vody pro t_1 a t_2 :

Hustota	- při t_1	ρ_1	= 969,942	kg/m ³
	- při t_2	ρ_2	= 953,920	kg/m ³
	- při $\frac{t_1+t_2}{2}$	ρ_{ST}	= 961,245	kg/m ³

Výpočty:

Délka teplosměnné trubky:

$$S = \pi \cdot d_2 \cdot l \rightarrow l = \frac{S}{\pi \cdot d_2} \quad (5.5-1)$$

$$l = \frac{S_P + S_K}{n \cdot \pi \cdot d_2} = \frac{890,43 + 94,34}{3000 \cdot \pi \cdot 0,012} = \mathbf{8,707 \text{ m}} \quad (5.5-2)$$

Celkový průtočný průřez:

$$S = n \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 3000 \cdot \frac{\pi \cdot 0,01^2}{4} = \mathbf{0,236 \text{ m}^2} \quad (5.5-3)$$

Objemový tok ohřívané vody:

$$\dot{V}_V = \frac{\dot{m}_V}{\rho_{ST}} = \frac{338,18}{961,245} = \mathbf{0,3518 \text{ m}^3/\text{s}} \quad (5.5-4)$$

Rychlost proudění ohřívání vody:

$$w_V = \frac{\dot{V}_V}{S} = \frac{0,3518}{0,236} = 1,493 \text{ m/s} \quad (5.5-5)$$

Tlakové ztráty v trubkovém svazku:

$$\begin{aligned} \Delta p &= \frac{w_V^2}{2} \cdot \rho_{ST} \left[\chi_1 \cdot \frac{\rho_{ST}}{\rho_1} + \left(\lambda \frac{l}{d_1} + \sum \chi_{mi} \right) + \chi_1 \cdot \frac{\rho_{ST}}{\rho_2} \right] \\ &= \frac{1,493^2}{2} \cdot 961,245 \left[0,5 \cdot \frac{961,245}{969,942} + \left(0,041 \cdot \frac{8,707}{0,01} + 0 \right) + 1 \right. \\ &\quad \left. \cdot \frac{961,245}{953,920} \right] = 39\,771 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (5.5-6)$$

Značky: χ_{mi} - součinitel odporu v trubce (svary, ohyb a jiné)

5.6 Kontrola tloušťky teplosměnné trubky

5.6

Tloušťka stěny teplosměnných trubek se řídí normou pro tlakové nádoby ČSN 69 0010, zdroj [4]. Vybraný materiál teplosměnných trubek má označení 17 248, jedná se o korozivzdornou astenickou ocel, mez kluzu $R_{p0,2}$ je brána pro teplotu 200 °C. Viz. příloha [7] – materiálový list.

Vstupní hodnoty:

Vnější průměr teplosměnné trubky	d_2	= 0,012	m
Mez kluzu materiálu teplosměnných trubek	$R_{p0,2}$	= 155 000 000	Pa
Maximální tlak ohřívání vody	p_{max}	= 2 500 000	Pa
Požadovaná bezpečnost	k	> 1,5	[-]
Volená tloušťka teplosměnné trubky	t_l	= 0,001	m

Výpočty:**Dovolené namáhání:**

$$\sigma_D = \frac{R_{p0,2}}{k} = \frac{155\,000\,000}{1,5} = 103\,333\,333 \text{ Pa} \quad (5.5-1)$$

Minimální tloušťka teplosměnné trubky:

$$s_R = \frac{p_{max} \cdot d_2}{2 \cdot \sigma_D \cdot \varphi_p - p_{max}} = \frac{2\,500\,000 \cdot 0,012}{2 \cdot 103\,333\,333 \cdot 1 - 2\,500\,000} = 0,000147 \text{ m} \quad (5.5-2)$$

Značky: φ_p - součinitel svarového spoje; 1 pro bezešvé trubky

Minimální tloušťka teplosměnné trubky po přídavicích:

$$\begin{aligned} s \geq s_R + c_1 + c_2 + c_3 &= 0,000147 + 0 + 0,12 \cdot tl + 0,0002 = \\ &= 0,000147 + 0 + 0,12 \cdot 0,001 + 0,0002 = \mathbf{0,000467\ m} \end{aligned} \quad (5.5-3)$$

Značky:

- c_1 - přídavek na kompenzaci koroze a eroze, 0 – nerez ocel
- c_2 - přídavek na záporné úchyly výroby, 12% volené tloušťky
- c_3 - technologický přídavek, 0,0002 m

Minimální tloušťka teplosměnných trubek pro dovolený tlak a pracovní teplotu je 0,467 mm, zvolená tloušťka 1 mm vyhovuje.

6 ZÁVĚR

Koncepční návrh sestavení výměňkové stanice je prezentován technologickým schématem výměňkové stanice – **příloha [3]**, bilanční návrh toků hmot a energií je předmětem bilančního schématu výměňkové stanice - **obr. 2-1**. Rozdělení výkonů do jednotlivých ohříváků je společně s tepelným a hydraulickým výpočtem obsahem **kapitoly 5**.

Ideový návrh dispozičního uspořádání výměňkové stanice je zastoupen ve dvou pohledech na samostatných výkresech - **přílohy [5 a 6]**, projekční výkres ohříváku otápěného parou z druhého odběru je vypracován ve formě sestavného výkresu – **příloha [4]**.

K naplnění cílů byla vybrána varianta vertikálních tepelných výměníků s třemi tisíci přímými teplosměnnými trubkami o vnějším průměru 12 mm a tloušťce 1 mm, teplosměnné trubky jsou uspořádány trojúhelníkově s úhlem uspořádání 60°.

Výsledné teplosměnné plochy:

Základní ohřívák	- parní prostor:	900,8	m ²
Špičkový ohřívák první	- parní prostor:	890,43	m ²
	- podchlazovač kondenzátu:	94,34	m ²
Špičkový ohřívák druhý	- parní prostor:	629,212	m ²
	- podchlazovač kondenzátu:	66,14	m ²

Výsledné teplosměnné plochy nepočítají se zanášením během provozu, skutečná teplosměnná plocha při realizaci by byla navýšena.

Cíle byly naplněny i přes zjednodušující předpoklady.

7 PŘÍLOHY, PODKLADY A ZDROJE

7

7.1 Zdroje

7.1

- [1] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. Závěrečný projekt: výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1987, 336 s.
- [2] ŠKORPÍK, Jiří. Škrčení plynů a par, *Transformační technologie*, 2006-01, [last updated 2013-03]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/skrzeni-plynu-a-par.html>.
- [3] DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 2007c1999, 212 s. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [4] ČSN 69 0010 *Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla*. říjen 1993.
- [5] ČSN 38 3350 *Zásobování teplem, Všeobecná pravidla*. červen 1989.
- [6] PIKOLA, J. *Záměna zdroje v lokální výtopně 2,5 MW*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 54 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

7.2 Seznam obrázků, tabulek a grafů

<i>Graf 0-1</i> Kondenzace mokré nebo syté páry s podchlazovačem kondenzátu	13
<i>Obr. 1-1</i> Řez variantami výměníků ŠO2 (pracovní pozice).....	15
<i>Graf 2-1</i> Základní ukazatele teplotních soustav, [5]	16
<i>Obr. 2-2</i> Schéma obtoku tepelného výměníku	19
<i>Tab. 3-1</i> Vlastnosti odběrové páry	21
<i>Obr. 3-1</i> Kondenzační blána a teplotní poměry	22
<i>Obr. 3-2</i> Škracení páry, [2]	23
<i>Obr. 4-1</i> Trubkovnice (pracovní pozice).....	25
<i>Obr. 4-2</i> Řez trubkovicí (pracovní pozice).....	25
<i>Obr. 4-3</i> Zakončení nosných tyčí, výměník s U-trubkami (pracovní pozice).....	26
<i>Obr. 4-4</i> Nosné tyče, výměník s přímými trubkami (pracovní pozice).....	27
<i>Obr. 4-5</i> Kompenzátor dilatací (pracovní pozice).....	27
<i>Obr. 4-6</i> Přepážky parního prostoru (mimo pracovní pozici)	28
<i>Obr. 4-7</i> Přepážky vnější strany podchlazovače kondenzátu (pracovní pozice).....	29
<i>Obr. 4-8</i> Přepážky vnější strany podchlazovače kondenzátu, detail (mimo pracovní pozici)	30
<i>Obr. 4-9</i> Přepážky podchlazovače kondenzátu (mimo pracovní pozici).....	30
<i>Obr. 4-10</i> Podložení ohybu U-trubek (pracovní pozice).....	31
<i>Obr. 4-11</i> Rozložení přepážek (pracovní pozice).....	32
<i>Obr. 4-12</i> Nevymývané kouty (pracovní pozice).....	32
<i>Obr. 4-13</i> Výměník s plovoucí hlavou (pracovní pozice).....	33
<i>Obr. 4-14</i> Podchlazovač kondenzátu (pracovní pozice).....	34
<i>Obr. 4-15</i> Proudnice v podchlazovači kondenzátu (mimo pracovní pozici).....	35
<i>Obr. 4-16</i> Průtočné průřezy podchlazovače kondenzátu (mimo pracovní pozici).....	36
<i>Obr. 4-17</i> Rozložený podchlazovač kondenzátu (mimo pracovní pozici)	36
<i>Obr. 4-18</i> Složený podchlazovač kondenzátu (mimo pracovní pozici)	37
<i>Obr. 4-19</i> Krycí vestavba, výměník s U-trubkami (pracovní pozice).....	38
<i>Obr. 4-20</i> Krycí vestavba, výměník s přímými trubkami (pracovní pozice)	38
<i>Obr. 4-21</i> Krycí vestavba kaskádování (pracovní pozice)	39
<i>Tab. 5-1</i> Teploty ohřívání vody	40
<i>Tab. 5-2</i> Přehled teplot a entalpií pracovního média s ohledem na změnu fáze	41
<i>Tab. 5-3</i> Přehled teplot a entalpií pracovního média s ohledem na podchlazení kondenzátu.....	42
<i>Tab. 5-4</i> Přehled teplot ohřívání vody pro výměníky s podchlazovači.	43
<i>Tab. 5-5</i> Přehled hodnot teplot a entalpií obou médií	44
<i>Obr. 5-1</i> Příčné obtékání trubkového svazku	51

7.3 Seznam symbolů a indexů

Značky a indexování jsou rozděleny do dílčích logických celků, konkrétní značky nejsou variovány pomocí indexů, obecné značky mění svůj význam v rámci indexů.

7.3.1 Konkrétní značky:

7.3.1

d_1	– Vnitřní průměr teplosměnné trubky	m
d_2	– Vnější průměr teplosměnné trubky	m
β	– Úhel uspořádání teplosměnných trubek	°
s_1	– Rozteč teplosměnných trubek	m
D	– Průměr kružnice opsané teplosměnným trubkám	m
$Q_{\text{roč}}$	– Roční dodávka do centralizovaného zásobování teplem (CZT)	J
P_{max}	– Maximální výkonové zatížení teplotní soustavy	W
P_{min}	– Minimální výkonové zatížení teplotní soustavy	W
t_{top}	– Doba trvání topné sezóny	s
t_{ods}	– Doba odstávek	s
τ	– Doba, za kterou by byl naplněn požadavek $Q_{\text{roč}}$ při P_{max}	s
$c_{p,0}$	– Rychlost média před vstupem do regulační armatury	m/s
$c_{p,1}$	– Rychlost média za regulační armaturou	m/s
Z	– Kritérium Z	[-]
$E \tau$	– Vyjádření závislosti fyz. vlastností kondenzátu na teplotě	[-]
δ	– Tloušťka kondenzační blány	m
A	– Korekce na přechodové pásmo proudění	[-]
E_1	– Korekce na vliv vstupního úseku proudění	[-]
E_t	– Korekce na rozdíl teploty teplosměnné stěny a proudu	[-]
s_c	– Průřez podchlazovače kondenzátu	m
f_a	– Korekční součinitel na uspořádání obtékaných trubek	[-]
a	– Příčná poměrná rozteč teplosměnných trubek	m
b	– Podélná poměrná rozteč teplosměnných trubek	m
τ	– Součinitel velikosti příčných roztečí teplosměnných trubek	[-]
P	– Parametr	[-]
R	– Parametr	[-]
S	– Teplosměnná plocha	m ²
s_r	– Minimální tloušťka trubky v tlakovém zařízení bez přídavků	m
s	– Minimální tloušťka trubky v tlakovém zařízení s přídavky	m

t_l	– Tloušťka (navržená)	m
φ_p	– Součinitel svarových spojů	[-]
c_1	– Přídavek na kompenzaci koroze a eroze	m
c_2	– Přídavek na záporné úchytky výroby	m
c_3	– Technologický přídavek	m

7.3.2 Obecné značky:

7.3.2

\dot{m}	– Hmotnostní tok	kg/s
\dot{Q}	– Tepelný tok	J/s
\dot{V}	– Objemový tok	m ³ /s
w	– Rychlost proudění	m/s
ρ	– Hustota	kg/m ³
t	– Teplota	°C
Δt	– Rozdíl teplot	°C
p	– Tlak	Pa
Δp	– Rozdíl tlaků	Pa
i	– Entalpie	J/kg.K
Δi	– Rozdíl entalpií	J/kg.K
i'	– Entalpie kapaliny	J/kg.K
i''	– Entalpie páry	J/kg.K
c	– Měrná tepelná kapacita	J/kg.K
η	– Dynamická viskozita	Pa.s
ν	– Kinematická viskozita	m ² /s
Pr	– Prandtlovo číslo	[-]
Nu	– Nusseltovo číslo	[-]
Re	– Reynoldsovo číslo	[-]
α	– Součinitel přestupu tepla	W/m ² .K
λ	– Tepelná vodivost	W/m.K
λ	– Součinitel tření	[-]
χ_{mi}	– Součinitel odporu v trubce (svary, ohyb a jiné)	[-]
χ	– Součinitel vlivu vstupu/výstupu z trubkového svazku	[-]
k	– Koeficient prostupu tepla	W/m.K
k	– Bezpečnost	[-]
$R_{p0,2}$	– Mez kluzu	Pa
σ_d	– Dovolené napětí	Pa
p_{max}	– Maximální tlakové zatížení	Pa

l	– Charakteristický rozměr při obtékání	m
l	– Kondenzační teplo	J/kg
n	– Počet	ks
H	– Délkový rozměr, rozteč	m

7.3.3 Indexy:

7.3.3

ST	– Střední hodnota
s	– Stěna teplosměnné trubky vnitřní/vnější dle situace
P	– Pára, parní prostor
K	– Kondenzát, prostor podchlazovače kondenzátu
v	– Voda
B	– Kondenzační blána
T	– Teplosměnná trubka
0-1	– Vstup a výstup z řešené oblasti
1-2	– Vstup a výstup z řešené oblasti
1	– První odběr páry
2	– Druhý odběr páry
3	– Třetí odběr páry
ZO	– Základní ohřívák
ŠO1	– Špičkový ohřívák první
ŠO2	– Špičkový ohřívák druhý
lam	– Laminární proudění
tur	– Turbulentní proudění
m	– Trubková mříž

7.4 Seznam příloh

7.4

- [1] Tepelný a hydraulický výpočet pro základní ohřívák - ZO
- [2] Tepelný a hydraulický výpočet pro špičkový ohřívák druhý – ŠO2
- [3] Technologické schéma výměňkové stanice, označení výkresu: OTP 001
- [4] Sestavný výkres špičkový ohřívák první – ŠO1, označení výkresu: OTP 004
- [5] Výkres ideového návrhu výměňkové stanice - půdorys, označení výkresu: OTP 002
- [6] Výkres ideového návrhu výměňkové stanice - nárys, označení výkresu: OTP 003
- [7] Materiálový list pro ocel 17 248