

ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV ENERGETIKY



**Konštrukčný návrh a optimalizácia výmenníka tepla s ostrojením
pre parný ohrev vzduchu v papierenskom stroji**

Diplomová práca

Vypracoval: Bc. Kristián Karkusz
Vedúci: Ing. Martin Neužil, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Karkusz** Jméno: **Kristián** Osobní číslo: **473406**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav energetiky**
Studijní program: **Energetika a procesní inženýrství**
Specializace: **Energetika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Konstrukční návrh a optimalizace výměníku tepla s ostrojením pro parní ohřev vzduchu v papírenském stroji

Název diplomové práce anglicky:

Design and optimisation of the steam air heater including accessories for the air heating in the paper machine

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte diplomovou práci na výše uvedené téma. Jedná se o celkový konstrukční návrh výměníku pára - vzduch pro ohřev sušícího vzduchu papírenského stroje pro zadaný průtok (kg/h)/ohřátí vzduchu (K) a tlakovou ztrátu (Pa).

I. Připravte konstrukční návrhy výměníku:

- 1) tepelný = výpočet teplosměnné plochy výměníku (rozšířená teplosměnná plocha a odvodu vzduchu při náběhu),
- 2) hydraulický = výpočet tlakové ztráty výměníku na straně vzduchu,
- 3) pevnostní = výpočet tloušťky stěny žebrové trubky a rozdělovače/sběrače,
- 4) dilatační = výpočet dilatací a kompenzace dilatací teplosměnné plochy a rámu výměníku.

II. Dále navrhnete vhodný způsob regulace parního výkonu výměníku pro zadaný provozní režim výměníku.

III. Navrhnete správné ostrojení přívodu páry do výměníku a odvodu kondenzátu z výměníku parními a kondenzátními armaturami a armatury zakreslete do schématu.

Seznam doporučené literatury:

Sazima M., Kmoníček V., Schneller J. a kol.: Teplo, SNTL Praha 1989
Kalčík J.: Technická termodynamika, ČSAV Praha 1963

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Martin Neužil, Ph.D. ústav energetiky FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **15.04.2024**

Termín odevzdání diplomové práce: **03.06.2024**

Platnost zadání diplomové práce: **31.12.2025**

Ing. Martin Neužil, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

prof. Ing. Michal Kolovratník, CSc.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



ČESTNÉ VYHLÁSENIE

Čestne vyhlasujem, že som túto diplomovú prácu spracoval samostatne na základe získaných teoretických vedomostí a že všetku použitú literatúru a ďalšie zdroje som v diplomovej práci vyznačil.

V dňa.....

.....
vlastnoručný podpis



Anotačný list

Meno autora: Kristián Karkusz

Názov práce: Konstrukční návrh a optimalizace výměníku tepla s ostrožením pro parní ohřev vzduchu v papírenském stroji

Názov anglicky: Design and optimisation of the steam air heater including accessories for the air heating in the paper machine

Akademický rok: 2023/24

Ústav: Ústav energetiky

Studijní program: NEPI Energetika a procesní inženýrství

Studijní obor: N071TENE Energetika

Vedoucí práce: Ing. Martin Neuzil, Ph.D.

Rozsah práce: počet strán: 64

počet obrázkov: 38

počet tabuliek: 8

Klíčové slová: Výmenník tepla, prestup tepla, súčiniteľ prestupu tepla, kondenzácia, rebrované trubky

Key words: Heat exchanger, heat transfer, heat transfer coefficient, condensation, finned tubes

Anotácia: Diplomová práca sa zaoberá návrhom výmenníka tepla pre konkrétnu aplikáciu v priemysle. V teoretickej časti sa nachádza rešerš konštrukčných typov, použítí výmenníkov tepla a teoretický základ pre výpočet návrhu výmenníka. Praktická časť pozostáva z tepelného, dilatačného, pevnostného a hydraulického výpočtu. Vybrané vstupné parametre výpočtu sú skúmané v citlivostnej analýze. Poslednou časťou práce je návrh časti parokondenzátneho systému s reguláciou výmenníka.

Abstract: Diploma thesis deals with design of heat exchanger for specific application in the industry. There is recherche of design types, types of use and theoretical basis for calculation in the theoretical part of the thesis. Practical part comprises of heat, dilatation, strenght and hydraulic calculation. Selected input parameters are examined in sensitivity analysis. Last part of the work is partial design of steam-condensate system with heat exchanger control.



POĎAKOVANIE

Touto cestou by som sa chcel poďakovať pánovi **Ing. M. Neužilovi, Ph.D.** za pomoc, odborné vedenie, cenné rady a pripomienky, ktorými mi bol nápomocný pri vypracovaní mojej diplomovej práce.



Obsah

1.	Úvod	1
2.	Teoretická časť	2
2.1	Tepelný výmenník	2
2.2	Delenie výmenníkov tepla	4
2.3	Výmenníky podľa pracovného pochodu	7
2.4	Výmenníky podľa použitého média	11
2.5	Regulácia tepelného výkonu rekuperačných výmenníkov tepla	13
2.6	Výmenníky podľa konštrukcie	15
2.6.1	Bubnové výmenníky tepla	15
2.6.2	Doskové výmenníky tepla	16
2.6.3	Trubkové výmenníky tepla	17
2.6.4	Zväzkové výmenníky tepla	20
2.6.5	Rebrované výmenníky	21
3	Teoretický základ pre výpočet	23
3.1	Prenos tepla	23
2.1	Stacionárne vedenie tepla	25
2.1.1	Stacionárne vedenia a prestup tepla rovinnou stenou	26
2.1.2	Stacionárne vedenia a prestup tepla valcovou stenou	27
2.2	Výpočet súčiniteľa prestupu tepla	28
2.3	Dilatačný výpočet	31
2.4	Hydraulický výpočet	32
2.5	Pevnostný výpočet	35
3	Praktická časť	36
3.1	Tepelný výpočet	36
3.1.1	Súčiniteľ prestupu tepla na strane vzduchu	42
3.1.2	Súčiniteľ prestupu tepla na strane pary	43
3.1.3	Výpočet výkonu	44
3.2	Pevnostný výpočet	45
3.3	Dilatačný výpočet	47
3.4	Hydraulický výpočet	50
3.5	Citlivostná analýza	54
3.6	Návrh regulácie a ostrojenja parokondenzátneho systému	57
	Záver	62
	Zoznam použitej literatúry:	63
	Zoznam príloh:	64



Zoznam symbolov a skratiek

Symbol	Jednotka	Popis
α	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Súčiniteľ prestupu tepla
β	K^{-1}	Súčiniteľ dĺžkovej teplotnej rozťažnosti
δ	m	Hrúbka steny
σ	Pa	Napätie
σ_g	-	Geometrický parameter
η	-	Účinnosť rebra
μ	Pa·s	Dynamická viskozita
κ	-	Opravný súčiniteľ
λ	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	Koeficient tepelnej vodivosti
λ_t	-	Tretí súčiniteľ
ρ	$kg \cdot m^{-3}$	Hustota
τ	s	Čas
Γ	-	Kondenzačné kritérium
ζ	-	Súčiniteľ odporu
A	m ²	Plocha (taktiež „S“)
a	m	Šírka rebra
b	m	Hĺbka rebra
C_ζ	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-4}$	Súčiniteľ žiarenia dokonale čierneho telesa
c_j	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Merná tepelná kapacita
c_p	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Merná tepelná kapacita pri konštantnom tlaku
D	m	Vonkajší priemer
d	m	Vnútorý priemer
D_H	m	Hydraulický priemer
e_z	m	Rozteč rebier
F	N	Sila
g	$M \cdot s^{-2}$	Gravitačné zrýchlenie
H	J	Entalpia
h_z	m	Výška rebra
Δh	$J \cdot kg^{-1}$	Výparné teplo
I	$W \cdot m^{-2}$	Plošná hustota toku vyžarovanej energie
k	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Celkový súčiniteľ prestupu tepla
K_a	-	Korekčný koeficient
K_f	-	Korekčný koeficient
k_v	$m^3 \cdot h^{-1}$	Prietokový súčiniteľ
L	m	Dĺžka
m	kg	Hmotnosť
η	$kg \cdot s^{-1}$	Hmotnostný tok
Nu	-	Nusseltovo číslo
N_{tr}	-	Počet trubiek



O	m	Obvod
p	Pa	Tlak
Δp	Pa	Tlaková strata
R	$K \cdot W^{-1}$	Tepelný odpor
R_m	Pa	Medza pevnosti
$R_{p0,2}$	Pa	Zmluvná medza klzu
Re	-	Reynoldsovo číslo
Q	J	Teplo
\dot{Q}	W	Tepelný výkon
\dot{q}	$W \cdot m^{-2}$	Hustota tepelného toku
S	m^2	Plocha (taktiež „A“)
s_z	m	Hrúbka rebra
T/t	$K/^\circ C$	Teplota
Δt_{ln}	$K/^\circ C$	Logaritmickej teplotný spád
t_t	m	Hrúbka steny
U	J	Vnútornej energia
V	m^3	Objem
v	$m \cdot s^{-1}$	Rýchlosť
x	-	Suchosť vodnej pary



1. Úvod

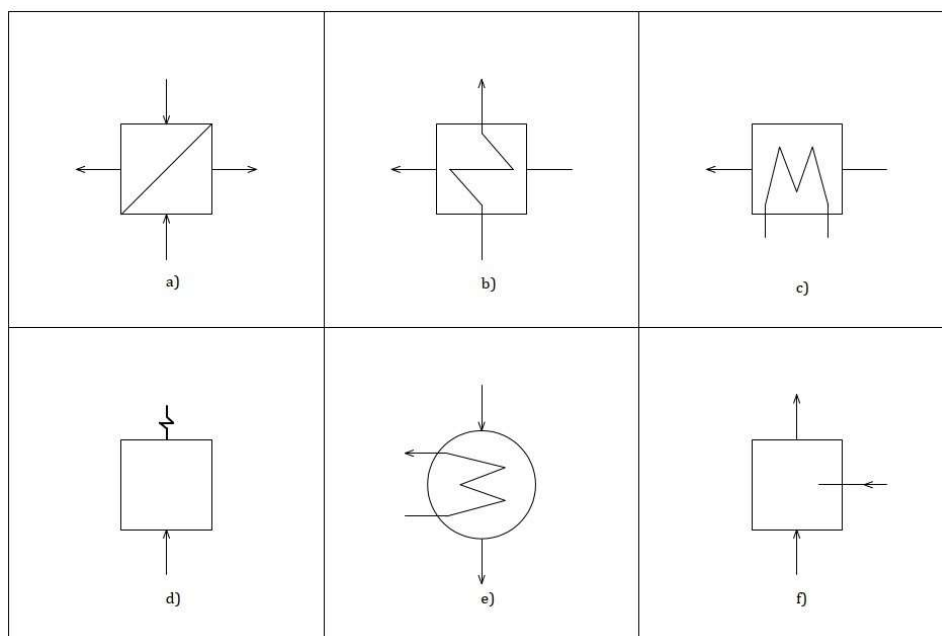
Od čias priemyselnej revolúcie prudko rastie spotreba energie, ktorú ľudstvo využíva pre svoje potreby. V minulom storočí pokrývalo túto spotrebu hlavne spaľovanie fosílnych zdrojov energie ako je ropa, uhlie a zemný plyn. Spaľovanie paliva z fosílnych zdrojov je relatívne jednoduché, lacné a preto poskytlo ľudstvu energiu pre bezprecedentný technologický a ekonomický rozmach a zvýšilo životnú úroveň miliardám ľudí. Spaľovanie fosílnych zdrojov si však berie svoju daň, pretože má negatívny vplyv na životné prostredie a je z dlhodobého hľadiska neudržateľné. V súčasnosti sa hľadá cesta k udržateľnej energetike a to spolu s neistou geopolitickou situáciou zvyšuje ceny energií. S nárastom cien energií firmy a podniky prehodnocujú svoje energetické stratégie a investujú do modernejších a energeticky efektívnejších zariadení s cieľom hospodárnejšieho využívania energií. Jednou z takýchto investícií je aj zariadenie, o ktorom je táto diplomová práca.

Diplomová práca pojednáva o návrhu výmenníka tepla pre ohrev vzduchu v papierenskom stroji. Zmienovaný výmenník sa nachádza v rekuperačnej veži, v sušiacej sekcii papierenského stroja. Jeho účelom je ohrev vzduchu, ktorým sa suší papierová hmota pohybujúca sa na dopravníku v sušiacej sekcii stroja. Cieľom je navrhnúť zariadenie, ktoré bude spĺňať dispozičné a výkonnostné parametre na základe podkladov od investora. Súčasťou práce je tepelný výpočet a konštrukčný návrh zariadenia s ostrožením pred a za výmenníkom. Ďalšou časťou práce je citlivostná analýza navrhovaného výmenníka, kde je výmenník bilancovaný pre použitie odpadnej pary zo závodu. Priemyselné podniky v minulosti neuvažovali o využívaní odpadového tepla, pretože v čase lacných energií investície do využitia odpadného tepla neboli rentabilné. S nárastom cien elektrickej energie a tepla sa však táto téma stala relevantnou. V súčasnosti podniky investujú viac do ekologizácie a efektívnejšieho nakladania s energiami. Využívaním odpadného tepla sa šetrí na spotrebe primárnych zdrojov energie, čo má významný ekonomický a ekologický dopad. Okrem zmeny parametrov pary, sa citlivostná analýza zaoberá aj vplyvom rozmeru trubiek a rýchlosti prúdenia vzduchu na výkonnostné parametre zariadenia a ekonomický dopad na prevádzku zariadenia a porovnáva ich s prvotným návrhom zariadenia.

2. Teoretická část

2.1 Tepelný výměník

Zariadenie, ktoré slúži na prenos tepla z jedného média do druhého sa nazýva tepelný výmenník. Začiatkom 20. storočia našiel prvé využitie v priemysle – v potravinárstve na pasterizáciu mlieka. V 20. rokoch nastal ďalší rozvoj, nové typy ohrievačov, chladičov a kondenzátorov boli vynájdené a to v ropnom priemysle, chemickom priemysle a energetike. Aj v súčasnosti sú výmenníky tepla neoddeliteľnou súčasťou procesov v chemickom priemysle, potravinárstve, energetike, či pri technickom zariadení budov – vzduchotechnika, vykurovanie. V tepelných schémach sa výmenníky zobrazujú radou ustálených normalizovaných symbolov, najpoužívanejšie sú zobrazené na obrázku.



Obrázok 1 Normalizované značky výmenníkov tepla: a), b) – Rekuperačný výmenník tepla, c) – Chladič, d) Parný kotol, e) – Kondenzátor, f) – Zmiešavací výmenník tepla [1]

Pri návrhu výmenníka je potrebné dbať na všetky potrebné prevádzkové požiadavky a vyhodnotiť váhu týchto požiadaviek. Pri návrhu výmenníka je dôležité zohľadniť výkon, ktorý musí zariadenie dosahovať, zároveň sa však treba usilovať o optimalizovanie rozmerov a hmotnosti zariadenia, ktoré vplyvajú na výrobné náklady a teda aj na cenu výmenníka. Ďalej je potrebné myslieť na tlakové straty vo výmenníku, ktoré určujú potrebný výkon čerpadla, ktoré poháňa médium prúdiace zariadením. V neposlednom rade je žiadúce maximalizovať prevádzkovú spoľahlivosť zariadenia. Základom dobrej spoľahlivosti výmenníka je jeho správne konštrukčné riešenie a správne vyhotovenie. Dôležitý je aj vplyv kvality a pravidelnosti údržby výmenníka. Spoľahlivosť výmenníka tepla je teda daná predovšetkým minimálnou poruchovosťou a jednoduchosťou opráv. Ďalšia kapitola sa zaoberá jednotlivými oblasťami návrhu tepelného výmenníka podrobnejšie.

Požiadavky na výmenník tepla

Základom je vedieť vstupné a výstupné teploty tekutín. Z nich je možné stanoviť teplotný spád pre dimenzovanie výmenníka. Následne je možné určiť hmotnostné toky a voliť rýchlosť prúdenia podľa odporúčaných hodnôt. Pre kvapaliny je odporúčaná rýchlosť prúdenia od $0,4$ do 4 ms^{-1} , pre technické plyny 3 až 20 ms^{-1} a pre prehriatu paru až do 80 ms^{-1} . Pri zvyšovaní rýchlosti prúdenia média síce stúpa prestup tepla, ale práca pre zaistenie prietoku média stúpa rýchlejšie. Napríklad zväčšenie rýchlosti prúdenia na dvojnásobok má za následok približne osemnásobné zvýšenie spotreby energie obehového čerpadla. Dĺžka potrubia sa zdvojnásobí a hydraulické odpory sa zväčšia štvornásobne.

V niektorých prípadoch sú povrchy výmenníka znečisťované usadzujúcim sa kalom. Usadeniny zhoršujú prestup tepla, znižujú prierez potrubia a môžu viesť ku korózii potrubia. Preto je potrebné pri návrhu výmenníka pamätať aj na údržbu a čistenie trubiek. Čistenie je možné realizovať mechanicky alebo chemicky. Pri chemickom čistení je potrebné dbať na chemickú odolnosť materiálov trubiek. Pre mechanické čistenie je dôležitá ľahká rozobratelnosť zariadenia.

Pri pevnostnom výpočte je kľúčová teplota a tlak vo výmenníku. Pokiaľ teploty nepresiahnu 150°C a tlak $1,5 \text{ MPa}$, nie sú s pevnostnými požiadavkami zásadné ťažkosti. Pri vyšších teplotách a tlakoch bude pevnostný výpočet najdôležitejšou časťou výpočtu. Pri takýchto podmienkach je potrebné zohľadniť vplyv starnutia materiálu a teplotnú rozťažnosť jednotlivých konštrukčných dielov zariadenia. Rozdielna teplotná rozťažnosť by mohla spôsobiť napätie medzi jednotlivými konštrukčnými dielmi zariadenia a zároveň netesnosť výmenníka.

Tesnosť je ďalšou dôležitou požiadavkou na výmenník tepla, najmä u výmenníkov, kde médiá pracujú pri rozdielnych tlakoch. Nakoľko výmenníky neobsahujú pohyblivé časti, utesnenie nespôsobuje významné ťažkosti. Riziko hrozí hlavne pri odstávke a údržbe zariadenia, kedy je potrebné výmenník rozobrať. Dôležitá je výmena všetkých tesniacich vložiek a následná správna montáž zariadenia.

Pri výbere materiálu patrí medzi dôležité faktory korózna odolnosť, chemická odolnosť a mechanická pevnosť pri zvýšených teplotách, pričom cena materiálov s žiadanými vlastnosťami je výrazne vyššia ako cena bežného materiálu. V niektorých prípadoch je lepším riešením použitie lacnejšieho materiálu a dávkovanie chemických prídavkov do činných kvapalín. Pri výbere materiálu je potrebné zvažovať aj možnosti jeho obrábania a zvarovania.

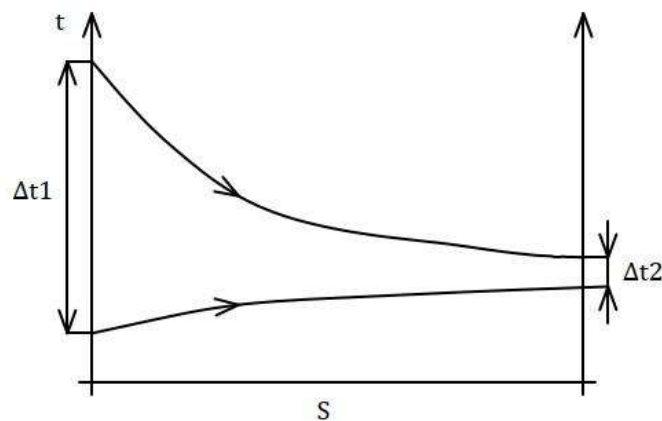
Regulovateľnosť má v mnohých prípadoch zásadný vplyv na kvalitu a hospodárnosť prevádzky. Existujú rôzne možnosti regulácie – kombinované hlavne škrtením alebo obtokom, pričom je vhodné regulácii prispôbiť aj dimenzovanie. Ďalším faktorom je doba využitia jednotlivých tepelných výkonov. Pre maximálny výkon, používaný kratšiu dobu, je možné pripustiť nevhodne vysoké teploty, pretože rozhodujúca je hospodárnosť prevádzky pri nižších výkonoch, ktoré majú vysokú dobu využitia.

2.2 Delenie výmenníkov tepla

Nasledujúca kapitola sa bude zaoberať delením výmenníkov tepla podľa rozličných kategórií – podľa druhu prúdenia, podľa použitia, podľa pracovného média či podľa konštrukcie. Podľa typu prúdenia existujú tri základné typy výmenníkov tepla – suprúdový, protiprúdový a krížový výmenník tepla.

Suprúdový výmenník

V suprúdovom výmenníku je vstup teplého aj vstup chladného média na rovnakej strane výmenníka. Obe média vo výmenníku prúdia rovnakým smerom a osi prúdenia majú rovnakú orientáciu. Výsledkom je vysoký teplotný spád (Δt_1) medzi médiami na vstupe a nízky teplotný spád (Δt_2) na výstupe z výmenníka (viz Obr. 2). To znamená, že prenos tepla za vstupom do výmenníka bude intenzívnejší ako pred výstupom. To môže znamenať zvýšené požiadavky na mechanické vlastnosti konštrukcie tepelného výmenníka, kvôli napätiu, ktoré spôsobuje teplotná rozťažnosť materiálu v dôsledku teplotného spádu.



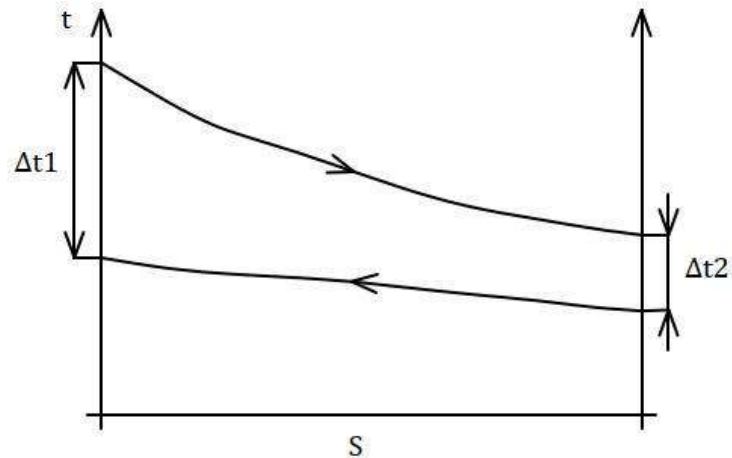
Obrázok 2 Graf teplotného spádu suprúdového výmenníka



Obrázok 3 Prierez suprúdového výmenníka tepla

Protiprúdový výmenník

Do protiprúdového výmenníka tepla médiá vstupujú na opačných stranách zariadenia a prúdia opačným smerom s rovnobežnými osami prúdenia. Teplotný spád je preto rovnomernejší ako v suprúdovom výmenníku a to v celom výmenníku od vstupu až po výstup (viz Obr. 4). To znamená, že konštrukcia výmenníka nebude musieť čeliť mechanickému napätiu v dôsledku teplotných dilatácií, ako v prípade suprúdového výmenníka. Rovnako je aj prestup tepla rovnomernejší naprieč celým výmenníkom.



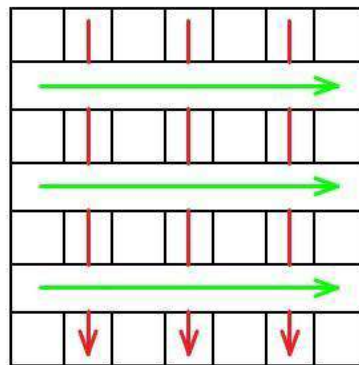
Obrázok 4 Graf teplotného spádu protiprúdového výmenníka tepla



Obrázok 5 Prierez protiprúdového výmenníka tepla

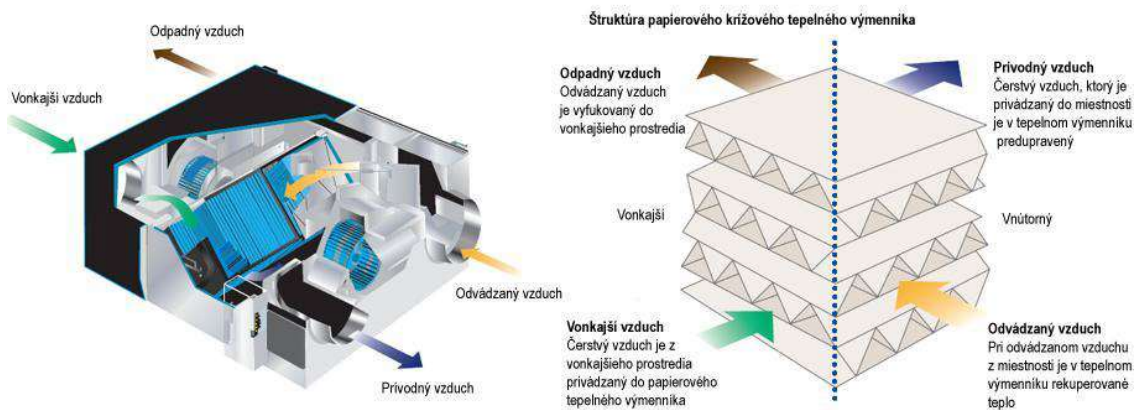
Křížový výměnník

Průdnice sú v křížovom výmenníku tepla mimobežné a osi prúdenia v kolmom priemete spolu zvierajú pravý uhol (viz Obr. 6).



Obrázok 6 Prierez křížového výmenníka tepla

Praktickým príkladom použitia křížového výmenníka tepla sú systémy rekuperácie tepla vzduch – vzduch, kde vnútorný vzduch predáva teplo vonkajšiemu (viz Obr. 7). Na tento typ výmenníka je ako materiál používaný papier alebo iná látka prepúšťajúca vlhkosť, aby bol zabezpečený prenos vlhkosti do ohrievaného vzduchu. Bez prenosu vlhkosti by ohrievaný vzduch vysušoval vnútorné prostredie budovy, do ktorého je privádzaný.



Obrázok 7 Systém rekuperácie tepla [2]

Okrem troch základných typov výmenníkov tepla existujú ešte výmenníky so šikmým, viacnásobným prúdením a kombinácie základných typov výmenníkov.

2.3 Výmenníky podľa pracovného pochodu

Podľa pracovného pochodu sa výmenníky tepla delia na tri typy – rekuperačný výmenník tepla, regeneračný výmenník tepla a zmiešavací výmenník tepla.

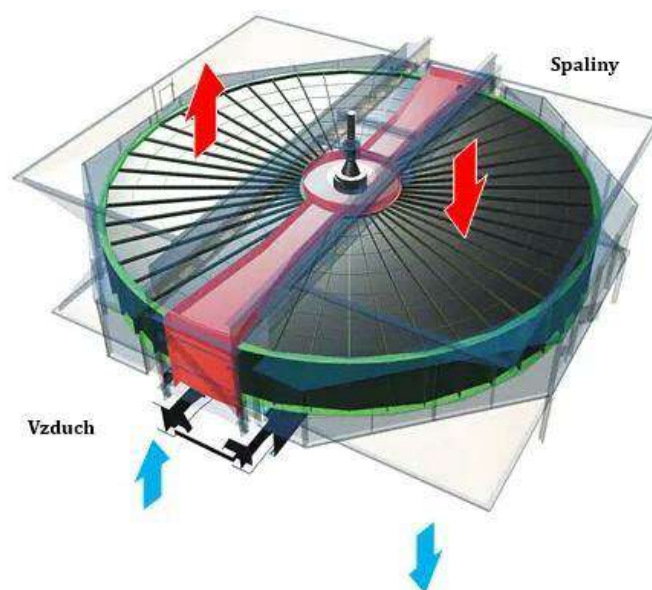
Rekuperačný výmenník tepla

Tekuté médiá sú od seba oddelené nepriepustnou stenou, ktorá má určitú hrúbku a vytvára na oboch stranách výmenníka určitú teplovýmennú plochu. Nedochádza ku kontaktu médií, dochádza len k prestupu tepla cez stenu. Jednotlivé typy konštrukcií rekuperačných výmenníkov tepla podrobnejšie rozoberie kapitola 3. Výmenníky podľa konštrukcie.

Regeneračný výmenník tepla

Ohrievané a ohrievajúce médiá vtekajú do výmenníka cyklicky, na prenos tepla je využívaný tretí sprostredkujúci element – akumuluje v sebe teplo z ohrievajúceho média a následne v druhej polovici cyklu ho predá a ohrieva chladnejší plyn. Akumulačný materiál sa striedavo ohrieva a chladí. Podľa toho, či je akumulačný materiál nehybný alebo rotujúci sa delia regeneračné výmenníky na rotačné a prepínacie.

V rotačnom akumulačnom výmenníku sa akumulačná hmota otáča a cyklicky ohrieva a chladí médiá vo výmenníku, pričom smer toku oboch prúdov ostáva konštantný. Konštrukcia rotačného regeneračného výmenníka môže byť disková alebo valcová. Pre malé výkony je k tomuto účelu možné použiť obežné koleso ventilátora, ktoré je vyrobené z akumulačného materiálu a prúdenie je vyvolané iba odstredivou silou. Účinnosť tohto typu výmenníka je vysoká a dosahuje až 80%. Rotačné výmenníky tepla sa využívajú napríklad na rekuperáciu tepla vo vzduchotechnike, ale aj na predohrev vzduchu v energetike (vid' Obrázok 8).



Obrázok 8 Rotačný regeneračný výmenník tepla [3]



V prepínacom regeneračnom výmenníku je akumulčný materiál osadený pevne a prepínanie prúdu je realizované len na strane plynu. V takomto prípade môže byť tepelná kapacita akumulčných vložiek oveľa väčšia, vzhľadom na to, že sú nepohyblivé. Vložky je možné umiestniť v samostatných komorách alebo v potrubí. Hlavnou požiadavkou pre akumulčné vložky je čo najväčšia merná tepelná kapacita a teplovýmenný povrch. Najčastejšie sa používajú vložky kovové alebo papierové, ktoré sú vytvrdené rôznymi plastami, ktoré môžu byť hygroskopické. V takom prípade nastáva prenos tepla aj vlhkosti. Pre veľké zariadenia je možné použiť aj iné materiály ako napríklad štrk, kameň či tehlovú hmotu.

Nevýhodou regeneračných výmenníkov tepla je, že prúdy plynu nie je možné od seba celkom oddeliť a zabrániť ich čiastočnému zmiešavaniu. Preto sú nepoužiteľné tam, kde sa v plynach nachádzajú škodliviny. Pri rotácií, či prepínaní vždy dochádza k čiastočnému zmiešavaniu plynov. Ďalším problémom je použitie regeneračného výmenníka tepla pri väčšom tlakovom rozdiely medzi médiami, nakoľko tento typ výmenníka nie je dokonale utesnený.

Výhodou však je veľký kompaktný povrch výmenníka ($3000 \text{ m}^2\text{m}^{-3}$, čo je u iných typov výmenníka nedosiahnuteľná hodnota) a povrch, ktorý nie je náchylný k zanášaniam, pokiaľ majú oba prúdy opačný smer – usadený prach sa v druhej polovici cyklu vyfúkne späť do smeru odkiaľ prišiel. Ďalšou výhodou je jednoduchá regulácia. Výmenník je možné regulovať rýchlosťou cyklovania. Je tak možné regulovať výkon a účinnosť výmenníka a pri návrhu je možné zvýšením návrhovej rýchlosti cyklu znížiť veľkosť a hmotnosť zariadenia. Celková cena sa v konečnom dôsledku zníži pričom cena teplovýmenných plôch regeneračného výmenníka je výrazne nižšia ako u rekuperačného výmenníka tepla.

Zmiešavací výmenník tepla

Špeciálnym typom výmenníka tepla je zmiešavací, pretože v takomto výmenníku neexistuje teplovýmenná plocha, ktorá by oddeľovala tekutiny od seba. Média sa stretávajú v jednom priestore a predávajú si teplo priamo. Dá sa teda povedať, že teplovýmenná plocha existuje medzi médiami na časticovej úrovni a rýchlosť prenosu tepla závisí okrem teplotného spádu aj od premiešania oboch látok.

V prírode a priemysle sa výmena tepla a hmotnosti najčastejšie týka dvojfázovej sústavy voda – vzduch. Hlavná pozornosť je preto v tejto kapitole venovaná odparovaniu vody do vzduchu a kondenzácii vodnej pary z vlhkého vzduchu na styčnej ploche s vodou. V prírode je možné pozorovať odparovanie vody z hladín rybníkov, jazier, nádrží, priehrad, vodných tokov alebo morí do atmosféry. Inverzným dejom k odparovaniu je parciálna kondenzácia, ktorá sa v prírode vyskytuje pri vzniku rosy alebo hmly a pri rosení chladných stien či okien, okolo ktorých prúdi vlhký plyn, v prípade, že je teplota plochy nižšia ako rosný bod plynu. Prejavuje sa u nevhodne konštrukčne navrhnutých stavieb, kde je teplota vnútorných plôch nižšia ako teplota rosného bodu ovzdušia vo vnútri budovy.

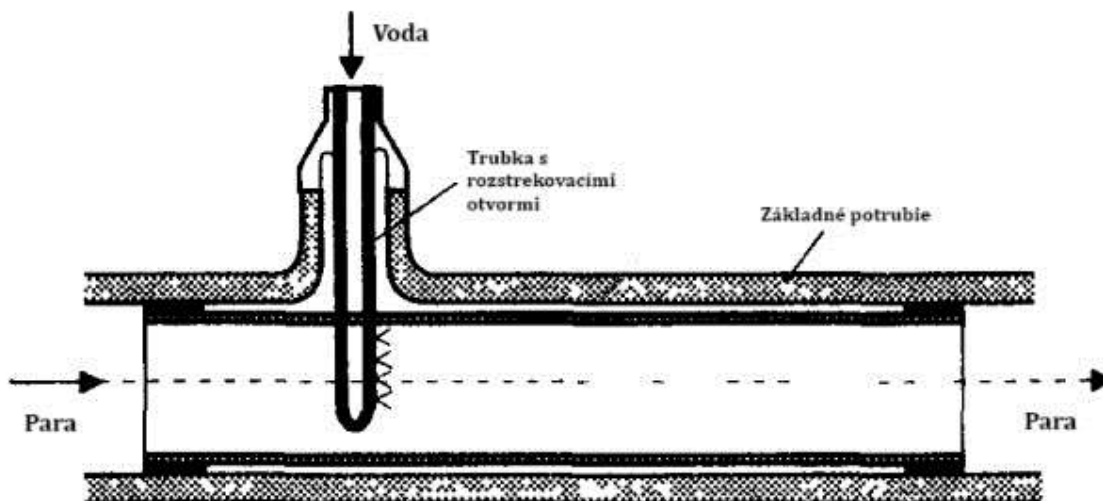
V praxi sa zmiešavací výmenník tepla používa s jedným kvapalným a jedným plynným médiom. V priebehu prenosového deja sa súčasne s vedením a konvektívnou výmenou tepla uplatňuje aj difúzia pary, kvapaliny a konvektívna výmena hmotnosti. Kvapalina sa odparuje na fázovom rozhraní kvapaliny s plynom alebo naopak, para na tomto rozhraní kondenzuje z paroplynovej zmesi. Od počiatkov industrializácie výroby sa zmiešavacie výmenníky tepla uplatňujú pri ochladzovaní priemyselnej vody. Tá zaisťuje odvod nízkopotenciálneho tepla z technologických procesov do okolitého vzduchu. Zmiešavacím výmenníkom tepla pre tieto účely sú vodné nádrže, chladiace nádrže s tryskami, zmiešavacie chladiče vody s núteným ťahom vzduchu – ventilátorové chladiace veže alebo chladiace veže s prirodzeným ťahom vzduchu – komínové. Pri súčasnom rozvoji energetiky a zvyšovaní výkonov blokov vytvárajú hyperboloidné

železobetonové plášte chladiacich veží charakteristickú dominantu krajiny (viz Obr 9). Chladiace veže moderných jadrových elektrární sú dokonca najväčšie výmenníky tepla a hmoty na svete.



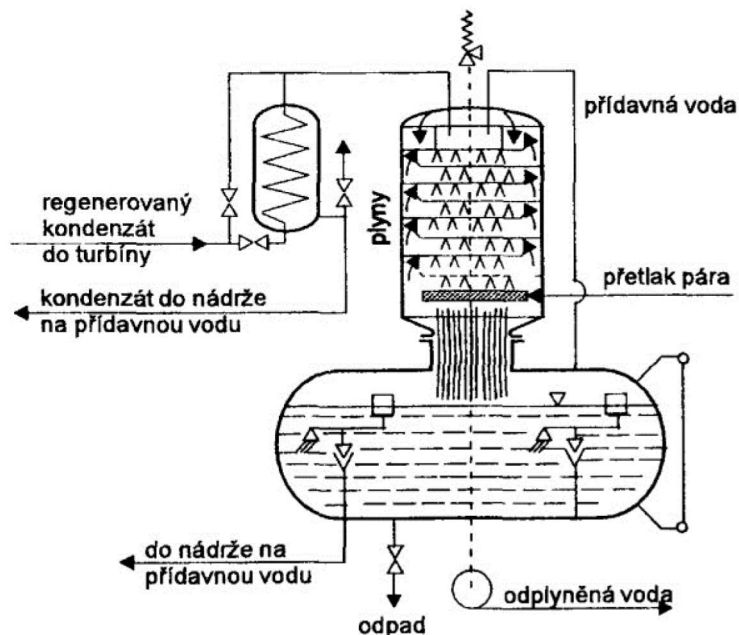
Obrázok 9 Chladiace veže jadrovej elektrárne Jaslovské Bohunice [4]

Ďalším príkladom použitia zmiešavacieho výmenníka tepla je regulácia teploty pary na odbere z turbíny. Jedná sa o jednostrannú reguláciu teploty prehriatej pary, kde je do prúdu pary vstrekané potrebné množstvo vody a tým je para ochladená na požadovanú teplotu (viď Obrázok 10). Výhodou tohto chladiča pary je jednoduchá konštrukcia, jednoduchá regulácia a rýchla odozva na zmenu teploty pary.



Obrázok 10 Regulačná chladiaca tryska [5]

Pri rozstreku chladiacej vody do prúdu pary je potrebné zabrániť styku kvapôčok vody a aj samotnej trubky privádzajúcej vodu, s hrubostenným plášťom potrubia. Do potrubia sa preto, v miestach, kde by mohlo dôjsť k styku, pridáva plechová vložka, ktorá musí byť dostatočne dlhá. Spojenie trubky s vodou a parného potrubia je zabezpečené ochranným nátrubkom.



Obrázok 11 Napájacia nádrž s odplynením [6]

Druhým rozšíreným využitím zmiešavacieho výmenníka je ohrev napájacej vody. Jedná sa o termický odplyňovač (viz Obr. 11). V tomto zariadení sa napájacia voda zmiešava s nízkotlakou parou. Okrem ohrevu napájacej vody tu dochádza aj k odstráneniu nežiadúcich plynov, obsiahnutých v napájacej vode. Plyny ako dusík, kyslík, vodík a oxid uhličitý sú rozpustené v napájacej vode a ak by neboli odstránené, mohli by spôsobiť koróziu v zariadení. Pri ohriatí vody na teplotu varu sa plyny rozpustené vo vode uvoľnia.

Konštrukcia odplyňovača pozostáva z vertikálne orientovanej válcovej nádoby, v ktorej kaskádovito steká napájacia voda. Zo spodnej časti nádoby je v protismere privádzaná nízkotlaká para. Pre správne fungovanie odplyňovača je potrebná veľká styková plocha medzi parou a vodou. To je zabezpečené kaskádovitým sprchovým prevedením nádoby, kde voda steká v podobe drobných kvapôčok smerom nadol. Vodná para ju zohrieva a udržuje pri teplote varu. Pri tomto deji dochádza k uvoľneniu plynov rozpustených vo vode. Vypustené plynné látky sú privádzané do rekuperačného výmenníka, kde sa ešte zúžitkuje ich teplo na ohrev kondenzátu. Odplynená voda je odvedená do napájacej nádrže.

Výmenníky podľa účelu a použitia:

Stručný prehľad použitia výmenníkov tepla:

- Ohrievače

Ohrievané médium zvyšuje svoju teplotu, ale nedochádza k jeho fázovej premene.

- Chladiče

Ochladzované médium znižuje svoju teplotu, ale nedochádza k jeho fázovej premene.

- Výparníky a odparky

Účelom je premeniť ohrievané kvapalné médium na paru.

- Kondenzátory

Účelom je premeniť ochladzované plynné médium na kvapalinu.

- Prehrievače a medziprehrievače

Slúžia k zvyšovaniu teploty sýtej a prehriatej pary.

- Sušičky

Slúžia k znižovaniu vlhkosti danej látky.

- Termické odplyňovače vody

Používajú sa na odstránenie plynov rozpustených vo vode.

2.4 Výmenníky podľa použitého média

Teplonosné médium je látka, prúdiaca výmenníkom tepla, ktorá predáva alebo odčerpáva teplo z média cirkulujúceho na druhej strane steny výmenníka tepla. Je dôležité, aby teplonosné médium malo vysokú mernú tepelnú kapacitu, respektíve vysoké skupenské teplo, ak vo výmenníku nastáva zmena skupenstva a vysoký súčiniteľ tepelnej vodivosti a prestupu tepla. Médium je tak schopné predať alebo prijať viac energie v kratšom čase a pri menších rozmeroch teplozmennej plochy. Ďalej je žiadúca nízka viskozita pre minimalizovanie tlakových strát pri prúdení v trubkách výmenníka. Pre bezpečnú a spoľahlivú prevádzku zariadenia je podstatné, aby látka vo výmenníku nebola zdravotne závadná a aby nevytvárala v trubkách výmenníka agresívne korózne prostredie, ktoré by mohlo výmenník poškodiť, respektíve zvýšiť náklady na údržbu zariadenia. Poslednou požiadavkou na pracovnú látku vo výmenníku je jeho cena a dostatočný výskyt tejto látky v prírode.

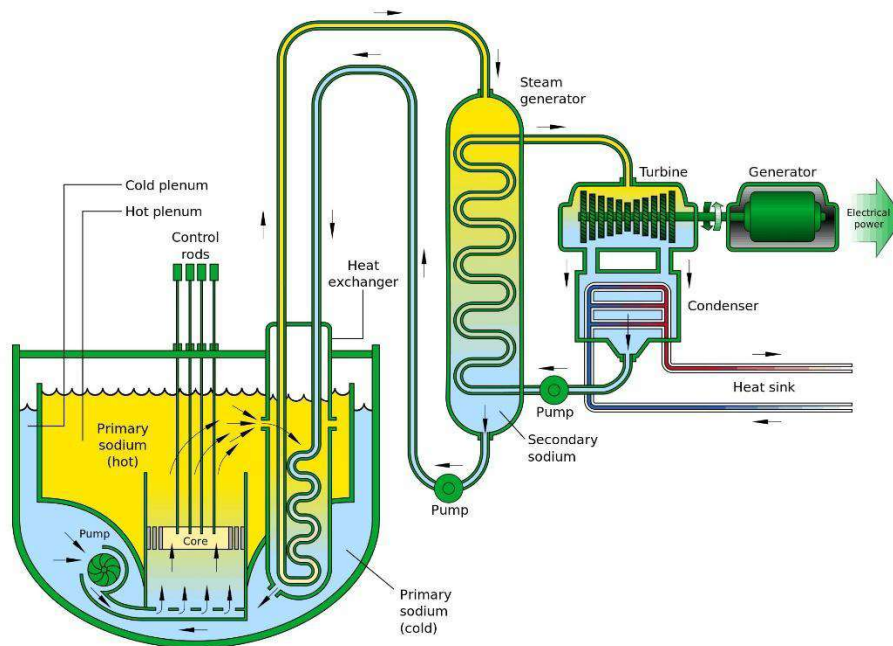
Typickým teplonosným médiom, ktoré má širokú škálu použitia je voda, v tekutej a aj v plynnej forme. Voda má sama o sebe vysokú mernú tepelnú kapacitu ($4,182 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, pri tlaku $101,325 \text{ kPa}$) pri skupenskej premene vody na vodnú paru alebo naopak, je možné využiť skupenské teplo vody ($2257 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$, pri tlaku $101,325 \text{ kPa}$), ktoré je ešte násobne vyššie. Okrem spomínaných fyzikálnych vlastností je voda bežne dostupnou látkou, ktorá sa používa na účely chladenia, aj na účely ohrevu v tekutej forme, či vo forme vodnej pary. Nedostatkom vody je jej schopnosť korodovať trubky výmenníka a vznik nánosov z minerálov rozpustených vo vode. Tieto nánosy vznikajú na výhrevných plochách výmenníka a zhoršujú prechod tepla. Tým sa znižuje aj výkon zariadenia, pričom v najhoršom prípade sa môžu upchať jednotlivé trubky vo výmenníku a zastavia tak prúdenie. Pre zlepšenie vlastností vody sa taktiež používa zmes glykolu a vody. Používa sa v chladiacich zariadeniach, pretože zamrzá pri nižších teplotách ako samotná voda. Okrem toho má zmes glykolu a vody vyššiu mernú tepelnú kapacitu než samotná voda.

Ďalšie látky, ktoré sa používajú ako teplovýmenné médiá sú nízkovriace kvapaliny – v chladiacich zariadeniach ako sú chladičky, mrazničky, klimatizácie alebo chladiče

v priemyselných procesoch. Podobne ako je to u vody, teplotné médium využíva svoju mernú tepelnú kapacitu a hlavne skupenské teplo premeny na prenos tepla.

V zariadeniach s teplotami dosahujúcimi bod varu vody a nízkymi tlakmi, kde nie je žiaduca skupenská premena vody na vodnú paru (vyparovanie vody by dramaticky zvýšilo tlak) sa používa termoolej. Termooleje majú vysokú mernú tepelnú kapacitu, vysokú teplotnú stabilitu a nízku viskozitu. Používajú sa na ohrev alebo chladenie pri teplotách väčšinou od 200 do 400°C, pri chladení a mrazení sa používajú termooleje pri teplotách na úrovni -50°C a vyššie.

Pri veľmi vysokých teplotách sa ako teplotné médium používajú tekuté kovy, napríklad zmes sodíka a draslíka (Obr 12). Takáto zmes má vysokú tepelnú kapacitu a pri pracovných teplotách nad 900°C je tekutá. Pri odstavení výmenníka je potrebné zmes vypustiť, pretože za normálnej teploty stuhne. Nebezpečné môžu byť netesnosti takéhoto systému, pretože sodík reaguje s vodou a prudko horí.



Obrázok 12 Schéma jadrového reaktora chladeného zmesou sodíka a draslíka [7]

Plynné médiá ako napríklad vzduch alebo spaliny, majú nízku mernú tepelnú kapacitu a tepelnú vodivosť, čo zhoršuje ich schopnosť prenosu tepla. Výsledkom je nízky koeficient prestupu tepla. Z tohto dôvodu je pri návrhu výmenníka nutné počítať s vyšším objemovým prietokom plynného média a s väčšou výhrevnou plochou výmenníka. To sa v praxi docielia pridaním rebier na trubky výmenníka.

Delenie výmenníkov tepla podľa použitých teplotných médií:

- Kvapalina – Kvapalina

Voda – voda, voda – mlieko (pasterizácia), voda – tekuté kovy

- Kvapalina – plyn

Voda – vzduch, Olej – para, voda – para, voda – spaliny

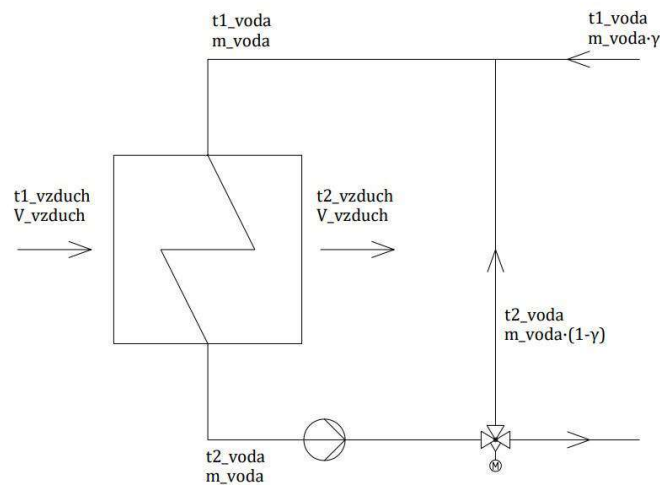
- Plyn – plyn

Para – vzduch, para – spaliny, spaliny – vzduch, vzduch - vzduch

2.5 Regulácia tepelného výkonu rekuperačných výmenníkov tepla

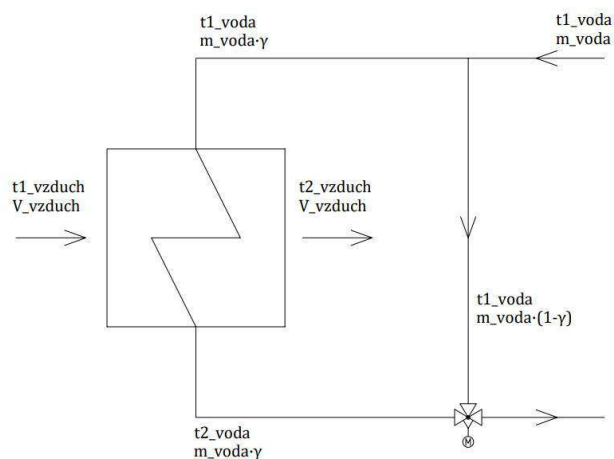
Tepelné výmenníky sa dimenzujú na maximálne prevádzkové podmienky. To znamená, že pri väčšine prevádzkových hodín pracuje zariadenie na menší výkon. Je teda potrebné výkon regulovať. Tepelný výkon je možné regulovať zmenou teploty teplotnej tekutiny pri konštantnom prietoku alebo zmenou prietoku jednej alebo druhej tekutiny pri konštantnej vstupnej teplote do výmenníka. Nasledujúce príklady predstavujú možnosti zapojenia tepelného výmenníka voda-vzduch. Schéma reprezentuje zapojenie ohrevu vzduchu vo vzduchotechnike

V prvom prípade je na reguláciu použitý trojcestný regulačný ventil (viz Obr. 13). Obeh je vybavený samostatným obehovým čerpadlom. Takéto zapojenie je drahšie a používa sa u väčších zariadení. Výhodou je odolnosť proti mrazu.



Obrázok 13 Regulácia výkonu pomocou trojcestného ventilu a obehového čerpadla [1]

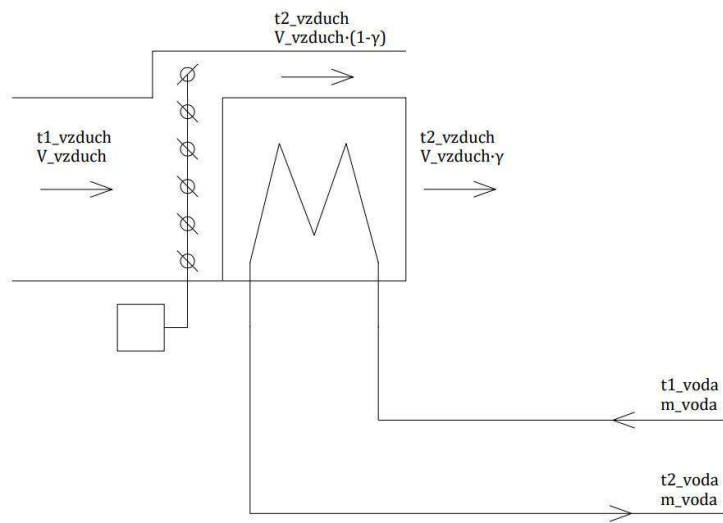
Druhé zapojenie používa na reguláciu tepelného výkonu len trojcestný regulačný ventil (viz Obr. 14). Jedná sa o jednoduchšiu a lacnejšiu variantu, no pri malom prietoku obehovej vody hrozí v zime zamrznutie v dôsledku nerovnomerného prietoku jednotlivými paralelnými trúbkami. Trojcestný ventil je používaný pre zachovanie celkového prietoku hlavnou rozvodnou sieťou. V prípade, kde to neprekáža je možné použiť jednoduchý dvojcestný regulačný ventil bez obtoku výmenníka.



Obrázok 14 Regulácia pomocou trojcestného ventilu [1]



Tretie zapojenie predstavuje reguláciu výkonu pomocou vzduchu (viz Obr. 15). V tomto zapojení je tepelný výkon výmenníka regulovaný obtokom vzduchu okolo zariadenia, pri zachovaní prietoku obehovej vody.



Obrázok 15 Regulácia výkonu obtokom vzduchu [1]

2.6 Výmenníky podľa konštrukcie

Nasledujúca kapitola popisuje jednotlivé konštrukčné typy rekuperačných výmenníkov tepla a ich použitie.

2.6.1 Bubnové výmenníky tepla

Bubnový výmenník pozostáva z bubna, jeho uloženia a pohonu, vstupu a výstupu do bubna. Obvykle sa používa na sušenie zrnitého a nelepivého materiálu vo vnútri rotujúceho bubna. Steny bubna sú ohrievané z vonkajšej strany a slúžia ako teplovýmenné plochy. Pohyb bubna zabezpečuje premiešavanie a pohyb materiálu. Médium na vonkajšej strane stien je zvyčajne vodná para alebo voda. Konečný obsah vody v materiáli závisí od doby zotrvania v bubne. Odparená vodná para je z bubna odvádzaná. Bubon je často uložený v horizontálnej polohe s malým uhlom tak, aby bol vstup do bubna vyššie ako výstup a aby bol zabezpečený samovoľný pohyb materiálu cez bubon v axiálnom smere. Rizikom pri používaní zariadenia je prílišné presušenie horľavého materiálu, kde by mohlo dôjsť k dosiahnutiu zápalnej teploty a vzplanutiu materiálu. Na takomto princípe sušenia fungujú sušičky drevnej štiepky, piesku, hliny či zariadenia na sušenie granulovitého materiálu v potravinárskom priemysle – káva, strukoviny. Tento typ výmenníka má Využitie aj pre zariadenia používané v domácnostiach – sušičky oblečenia.

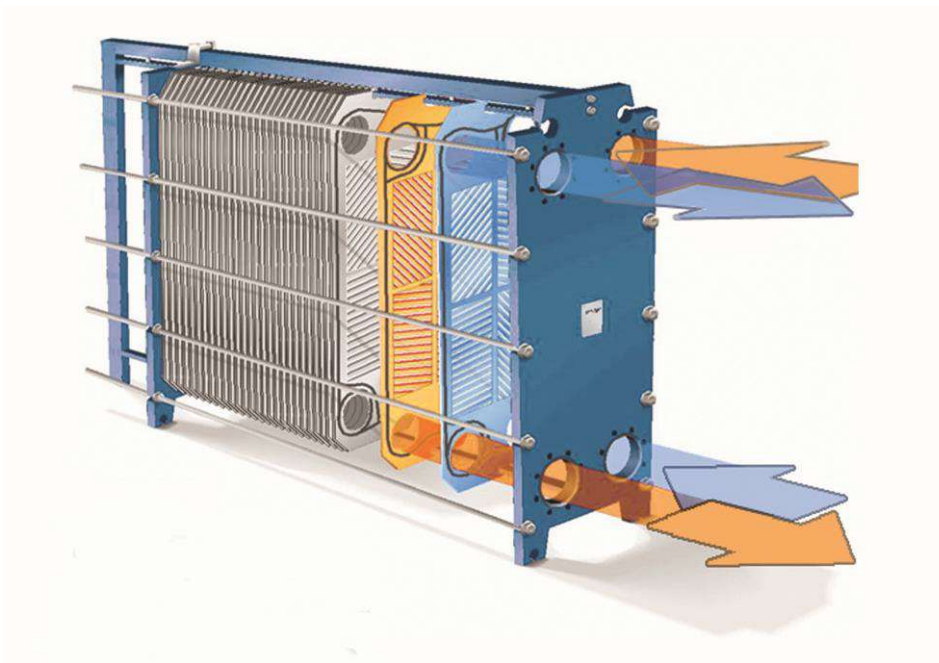


Obrázok 16 Bubnová sušička na biomasu [8]

2.6.2 Doskové výmenníky tepla

Rekuperačný doskový výmenník

Tento typ výmenníka je tvorený z tenkých kovových dosiek, ktoré sú pri sebe natesno pripevnené. Dosky sú vyrobené z plechu o hrúbke 0,4 až 1 milimeter a na sebe majú prelisy, ktoré vytvárajú kanáliky, ktorými prúdi kvapalina (Obrázok 17). Dosky majú vďaka veľmi malej hrúbke nízky tepelný odpor a môžu byť vyrobené najčastejšie z rôznych materiálov, od uhlíkových a nerezových ocelí až po titán a nikel, najčastejšie však z pozinkovaného ocelového plechu alebo hliníka. Medzera medzi doskami má veľkosť 3 až 5 milimetrov. Jedno médium prúdi na jednej strane tenkej dosky a druhé médium prúdi na druhej strane dosky s opačným smerom prúdenia. Dosky sú navzájom spojené buď napevno zvarom, alebo sú pripevnené skrutkovým spojom. Druhý variant umožňuje rozoberateľnosť zariadenia v prípade údržby a opráv. Pri rozoberateľnom spoji je však potrebné pridať medzi jednotlivé plechy tesnenie, ktoré sa vyrába z gumy, silikónu, nitrilu, prípadne azbestových vlákien.



Obrázok 17 Rekuperačný doskový výmenník tepla [9]

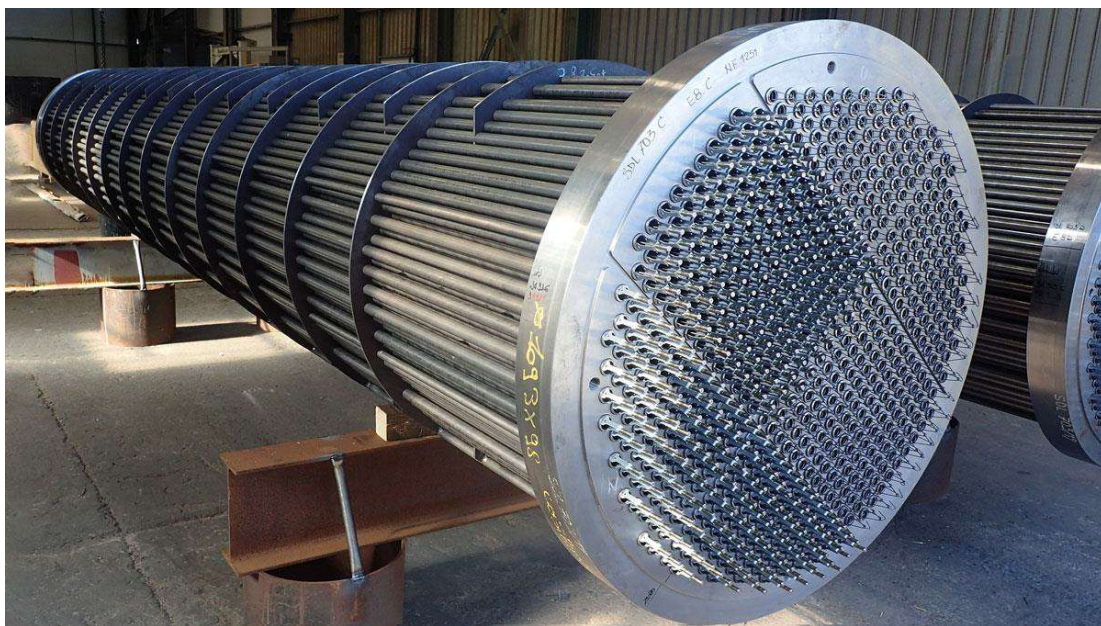
V praxi sa najčastejšie rekuperačný doskový výmenník používa na ohrev kvapalín pri tlaku do 3,5 MPa a pri teplote do 150°C. Niektoré typy môžu pracovať s teplotou do 270°C, pri tlaku do 6 MPa. Celkový súčiniteľ prestupu tepla môže v rekuperačnom doskovom výmenníku dosahovať hodnoty orientačne od 500 do 7500 W.m⁻²K⁻¹. Výhodou doskových výmenníkov tepla oproti trubkovým je ich kompaktnosť a malá veľkosť, čo je dôsledkom protiprúdu, veľkej turbulencie prúdenia a malej hrúbky steny teplovýmennej plochy. Výkon je možné zvyšovať alebo znižovať jednoducho, pridaním alebo odobratím dosiek z výmenníka. Nevýhodou doskových výmenníkov sú netesnosti pri prevádzke vo vysokých tlakoch. Prevádzka doskového výmenníka je vhodná pri vyrovnaných tlakoch na oboch stranách dosky, čím sa zamedzí netesnostiam a zmiešavaniu médií.

2.6.3 Trubkové výmenníky tepla

Plášťový trubkový výmenník

Plášťový trubkový výmenník je najstarším typom rekuperačného výmenníka. Výmenník pozostáva z vonkajšieho plášťa, kde sú na každom konci plášťa privarené trubkovnice, do ktorých sa zasúvajú rovné tenkostenné trubky. Trubky sú obvykle vyrobené z ocele alebo z mosadze s hrúbkou steny 1,5 až 2,5 milimetra. Trubky sú zavalcované alebo privarené k trubkovnici tak, aby bola zaistená tesnosť spojenia. Na obe strany výmenníka je potom naskrutkované veko, ktoré má v sebe otvory pre prívod média na jednej strane výmenníka a odvod na druhej strane. Druhé médium prúdi plášťom okolo trubiek a tým je zabezpečený prenos tepla. V medzitrubkovom priestore sa obvykle inštalujú prepážky, ktoré spomaľujú pohyb média a zabezpečujú dlhšie zdržanie média v medzitrubkovom priestore. Okrem toho zabezpečujú aj podopretie trubiek. Odporúčaná je v úsekoch dlhých 30 až 40 násobku priemeru trubiek. Výhodou použitia rovných trubiek na výrobu výmenníka je jednoduchá výroba a nenáročná údržba – možnosť jednoducho vyčistiť alebo vymeniť trubky.

Plášťový trubkový výmenník sa najčastejšie používa s kvapalnými médiami na oboch stranách výmenníka, pričom sa súčinitele prestupu tepla na oboch stranách výmenníka príliš nelíšia (maximálne 2 až 3 krát), takže nie je potrebné výrazne zväčšiť povrch na strane menšieho prestupu tepla.

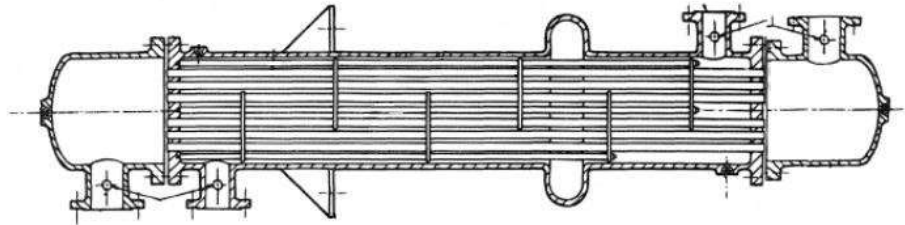


Obrázok 18 Plášťový trubkový výmenník s prepážkami [10]

Nevýhodou výmenníkov s rovnými trubkami sú problémy s teplotnými dilatáciami trubiek. Trubky vo vnútri výmenníka sú dlhé a tenké a prirodzene sa pri vysokých teplotách predlžujú. Pri použití pevných trubkovníc ich roztiahovanie nie je možné a vzniká tak mechanické napätie, preto sa pevné trubkovnice používajú len pre nižšie teplotné rozdiely pracovných látok. Pre vyššie teplotné rozdiely je potrebné použiť kompenzátory, ktoré zabezpečujú voľné predlžovanie a skracovanie trubiek bez vzniku mechanického napätia na trubkovnici.

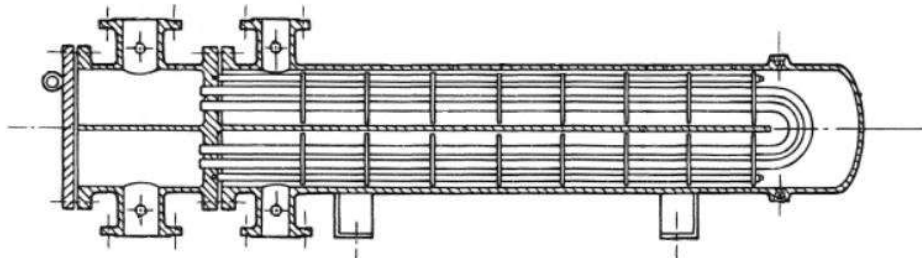
Spôsoby kompenzácie teplotných dilatácií:

- Kompenzácia pružným zvlínením plášťa – pružné zvlínenie plášťa zabezpečí jeho rozťahovanie a skracovanie spolu s trúbkami vo vnútri výmenníka. (viz Obr. 19)



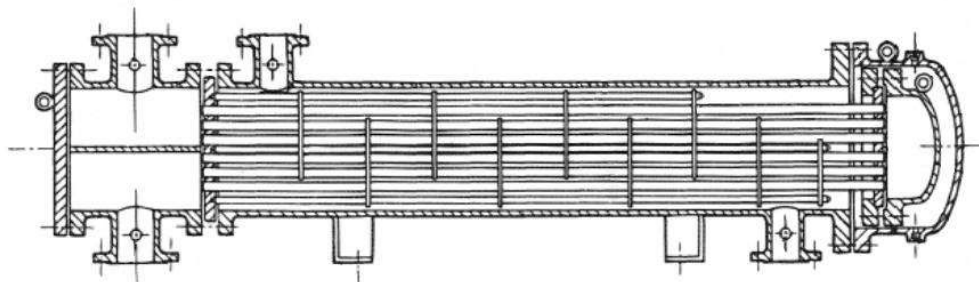
Obrázok 19 Tepelný výmenník s pružným zvlínením plášťa [11]

- Kompenzácia U-trúbkami – trúbky sú vo výmenníku uložené v tvare písmena U a v jednej hlave výmenníka nie sú axiálne ukotvené, vďaka čomu sa môžu voľne rozťahovať a skracovať. (viz Obr. 20)



Obrázok 20 Tepelný výmenník s U-trúbkami [11]

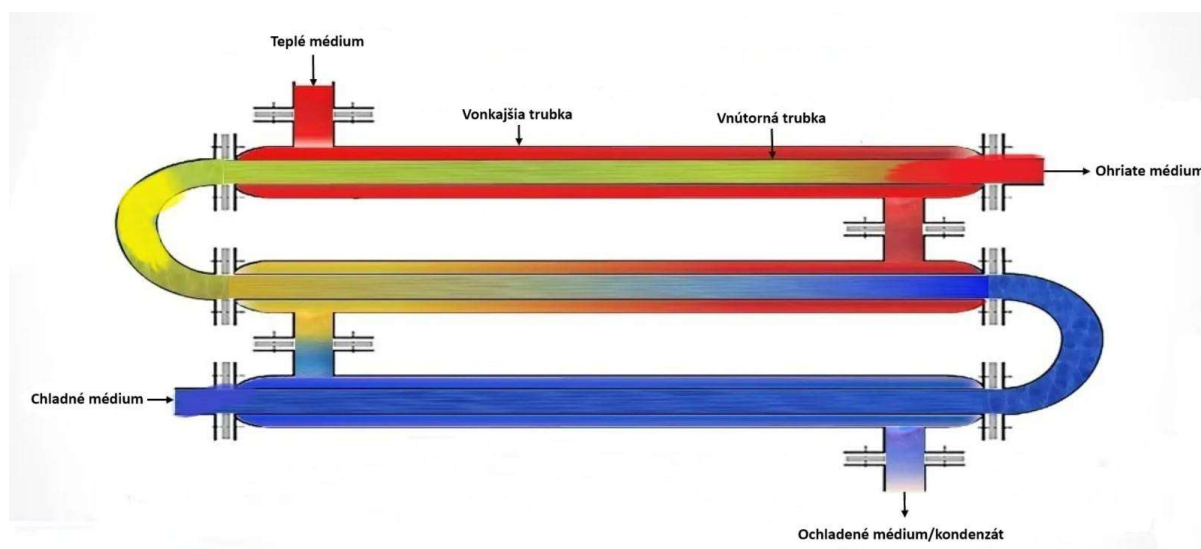
- Kompenzácia plávajúcou hlavou – používa sa rovnaký princíp ako pri kompenzácií U-trúbkami, s tým rozdielom, že na pohyblivom konci trúbiek je osadená hlava, ktorá má voľnosť axiálne sa pohybovať vo vnútri pevne osadenej hlavy plášťa výmenníka. (viz Obr. 21)



Obrázok 21 Tepelný výmenník s plávajúcou hlavou [11]

Článkový trubkový výmenník

Špeciálnym typom trubkového výmenníka je článkový trubkový výmenník – takzvaný výmenník trubka v trubke. Výmenník je zložený z vonkajšieho plášťa, ktorý môže byť zaizolovaný. Vo vnútri plášťa prúdi prvé médium. Vo vnútri plášťa sa nachádza vnútorná trubka, v ktorej prúdi druhé médium (Obrázok 19). Média môžu v zariadení prúdiť súbežne alebo v protismere. Nakoľko by bol výmenník zo samostatnej trubky príliš dlhý, sú konce trubiek ohnuté do tvaru U a zvyčajne spájajú niekoľko paralelných trubiek výmenníka. Výhodou tohto typu výmenníka je schopnosť pracovať pri vysokých tlakoch a teplotách., Vďaka jednoduchej konštrukcii je jednoduchá aj montáž a údržba. Výmenníky sa dajú zapojiť sériovo za sebou pre dosiahnutie potrebného výkonu.



Obrázok 22 Článkový trubkový výmenník [12]

2.6.4 Zvázkové výmenníky tepla

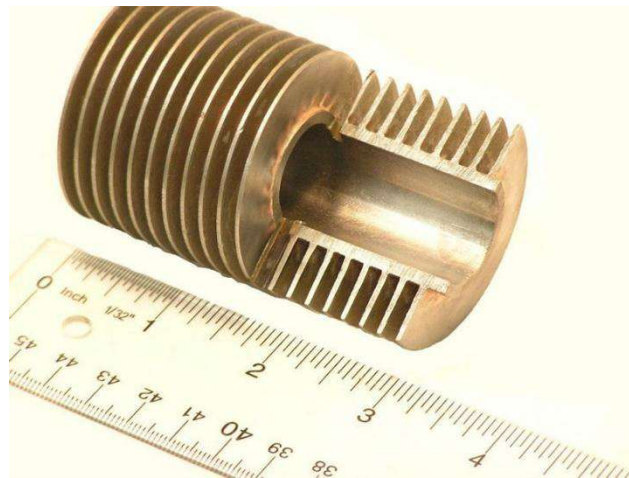
Zvázkový výmenník tepla je skonštruovaný zo zväzku priamych alebo hadovito ohnutých trubiek. Tento typ výmenníka sa obvykle využíva ako spalínový výmenník vo vodotrubných kotloch a v kotloch na odpadné teplo. Výhodou zvázkového výmenníka je jednoduchá konštrukcia, možnosť vysokých tlakov v trubkách – desiatky MPa, dobré využitie priestoru a rovnomerné prúdové a teplotné pole. Nevýhodou je zanášanie medzitrubkového priestoru nečistotami, potreba beztlakého média v medzitrubkovom priestore a pri zvýšenom tlaku je potrebné použiť plášťový výmenník tepla.



Obrázok 23 Zvázkový výmenník tepla - prehrievač pary [13]

2.6.5 Rebrované výmenníky

Rebrovanie sa používa k zväčšeniu povrchu teplovýmennej plochy na strane trubky, kde je súčiniteľ prestupu tepla výrazne nižší ako na druhej strane trubky. Takýto stav nastáva vo výmenníkoch, kde je na jednej strane plyn a na druhej strane kvapalina alebo tam prebieha skupenská zmena média (kondenzácia, vyparovanie). Príkladom môžu byť chladiče a ohrievače vzduchu, kde je prestup tepla na strane plynu obvykle rádovo nižší, ako na strane kvapaliny. Optimálny návrh by mal vychádzať z podmienky, že súčin súčiniteľov prestupu tepla a plochy by mal byť na oboch stranách výmenníka rádovo zhodný ($\alpha_1 \cdot S_1 = \alpha_2 \cdot S_2$). U bežných vzduchotechnických zariadení býva pomer vonkajšieho a vnútorného povrchu 10 až 20:1. Rebrá môžu byť na trúbkách priečne, pozdĺžne, skrutkovicovo vinuté (Obrázok 24) ale môžu byť aj na vnútornej strane trubky. Rebrovanie býva buď kovovo spojené s trúbkou (napr. pozinkovaním), alebo vo forme lamiel navliekaných na trúbky. Zvyčajne sú trúbky medené a lamely hliníkové. V prípade, že sú trúbky z hliníka je možné rebrovanie realizovať rozvalcovaním za studena.



Obrázok 24 Prierez priečne rebrovanou trúbkou [14]

Rebrované trúbky sú zoradené za sebou v radách, ktoré sú vzájomne prepojené tak, aby boli podmienky vo výmenníku čo najbližšie podmienkam v protiprúdovom výmenníku. Rýchlosť prúdenia na strane plynu sa v zúženom priereze pohybuje do 10 ms^{-1} tak, aby hodnoty odporu boli v rozmedzí 100 a 200 Pa (výnimočne až 1000 Pa). Rýchlosť prúdenia na druhej strane výmenníka závisí od média (najčastejšie sa jedná o kvapalinu), kde rýchlosť prúdenia býva od $0,5$ až do 3 ms^{-1} , tak aby bolo prúdenie kvapaliny turbulentné. Výmenníky časom strácajú výkon. Na jednej strane to je spôsobené usadeninami vo vnútri trúbiek, na druhej strane je to spôsobené spojením medzi trúbkou a rebrovaním, ktorý sa prevádzkou zhoršuje. Výmenníky s navliekanými lamelami môžu časom stratiť výkon až o 20-30%, z dôvodu nedokonalého priliehania lamiel na trúbku.



Obrázok 25 Rebrovaný výmenník tepla - ohrievač vzduchu [15]

Existuje celá rada konštrukcií rebrovaných výmenníkov tepla, ktorých konštrukcia je ovplyvnená danou aplikáciou. Väčšinou sa líšia geometriou a typom rebrovania. Napríklad vo výparníkoch chladiacich zariadení je rozstup rebier aspoň 4mm z dôvodu, že vo výparníku môže dôjsť k namŕzaniu. Taktiež musí byť zabezpečené rozmrazovanie, odtok kondenzátu, odzdušnenie a vypúšťanie. V chladičoch motorových vozidiel sa používajú lamelové výmenníky s oválnymi trúbkami. Toto riešenie má priaznivý pomer tlakovej straty na strane vzduchu a chladiaceho výkonu (hodnota $\frac{\Delta p}{\dot{Q}}$ je nízka).

3 Teoretický základ pre výpočet

3.1 Prenos tepla

Náuka o prenose tepla sa zaoberá problematikou prechodu tepla hranicou medzi sústavou a jej okolím. Hľadá fyzikálne mechanizmy sprostredkujúce prechod tepla, formuluje ich zákony a zhromažďuje podklady potrebné k riešeniu aplikačných úloh, napríklad termofyzikálne vlastnosti látok, výsledky štandardných riešení a konštrukčné podklady. Tepelná výmena nastáva medzi dvoma sústavami so spoločnou hranicou, ak je medzi nimi teplotný rozdiel a prebieha kým sa teplotný rozdiel nevyrovná. Základnou rovnicou popisujúcou zdieľané teplo Q [J] z hľadiska termodynamiky je kalorimetrická rovnica [1],

$$dQ = m \cdot c_j \cdot \Delta T \quad (1.1)$$

kde m [kg] je hmotnosť sústavy, c_j [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] je merná tepelná kapacita s indexom „j“, určujúcim druh stavovej zmeny prebiehajúcej v sústave a ΔT [K] je rozdiel teplôt medzi sústavami.

Ďalšia rovnica, ktorá je používaná na riešenie problémov pri prenose tepla je I. Zákon termodynamiky,

$$dQ = dU + pdV \quad (1.2)$$

$$dQ = dH - Vdp \quad (1.3)$$

kde U [J] je vnútorná energia sústavy, p [Pa] tlak, V [m^3] objem a H [J] entalpia sústavy.

Klasická termodynamika sa zaoberá rovnovážnymi procesmi, kde sa predpokladá, že vo vnútri sústavy neexistujú teplotné gradienty (teplota v sústave nie je funkciou polohy) a že proces prebieha v stave mechanickej rovnováhy. Tým sa z problematiky vytráca časové hľadisko. Aby bolo možné si takýto proces predstaviť, je treba pripustiť v neadiabatickej sústave nekonečne malý teplotný rozdiel medzi sústavou a jej okolím. Naopak, náuka o zdieľaní tepla pracuje s okruhom problémov s konečnou veľkosťou teplotného rozdielu a v nestacionárnych úlohách vyšetruje časový priebeh deja. Okrem zdieľaného tepla Q [J] pracuje aj s veličinou „tepelný tok“ alebo „tepelný výkon“ \dot{Q} [W]. Vyjadrená je rovnicou,

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{d\tau} \quad (1.3)$$

kde τ [s] vyjadruje čas. [1]

Podľa II. Zákona termodynamiky smeruje teplo z teplejšieho telesa do chladnejšieho. Chladnejšie teleso tým zvyšuje svoju vnútornú energiu. Takýto popis prenosu tepla vytvára priestor pre zavedenie vektorovej veličiny „plošná hustota tepelného toku“ \vec{q} [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$], ktorá vyjadruje tepelný tok jednotkou izometrickej plochy. Smer vektoru je orientovaný proti gradientu teploty. Tepelný tok \dot{Q} s danou plochou A [m^2] rôznou od plochy izometrickej je potom daný rovnicou:

$$\dot{Q} = \int_{(A)}^1 \vec{q} \cdot d\vec{A} \quad (1.4)$$

kde $d\vec{A}$ je vektor elementu plochy A orientovaný v smere vonkajšej normály k A. [1]

Teplota sa medzi sústavou a jej okolím zdieľa tromi základnými spôsobmi: vedením, prúdením a žiarením.

Vedenie tepla (kondukcija) je šírenie mechanických foriem energie mikroskopického pohybu častíc hmoty (atómy, molekuly) v prostredí s teplotným gradientom. Vedenie je typický spôsob zdieľania tepla v pevných látkach. Existuje však aj v kvapalinách a plynách, kde je však šírenie energie mikroskopickým pohybom zanedbateľné, oproti šíreniu pohybom makroskopickým, teda prúdením. U kvapalín je možné prúdenie potlačiť, tak aby sa zdieľanie tepla vedením prejavilo. Deje sa tak napríklad v uzatvorených úzkych kanáloch a dutinách porézneho materiálu.

Pri skúmaní vedenia tepla je látka považovaná za kontinuum, v ktorom sa vytvorí teplotné pole. To je možné znázorniť sústavou izotermných plôch, ktoré sú v stacionárnom poli nepohyblivé, v nestacionárnom sa pohybujú. Vektorovými čiarami teplotného poľa sú tepelné prúdnice, čo sú čiary, dotýčnicou ktorých je vektor gradientu teploty. Východiskom k odvodeniu rovnice teplotného poľa je empirický Fourierov zákon. Podľa neho je plošná hustota tepelného toku úmerná teplotnému gradientu a smeruje proti nemu. Matematický zápis Fourierovho zákona [1]:

$$\dot{q} = -\lambda \text{grad } T \quad (1.5)$$

kde λ [$\text{J}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1} = \text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$] je tepelná vodivosť. Jedná sa o materiálovú vlastnosť tepelne vodivého prostredia. V idealizovanom homogénnom a izotropnom prostredí sa často pokladá za konštantu, pri niektorých materiáloch však výrazne závisí na teplote. V nehomogénnom prostredí závisí od polohy a v neizotropnom prostredí je v rôznych smeroch odlišná.

Prúdenie (konvekcia) je spôsob zdieľania tepla makroskopickým pohybom, ku ktorému dochádza hlavne u tekutín. Pri pohybe tekutina prijíma teplo od tepelného zdroja a unáša ho so sebou ako formu tepelnej energie (napríklad entalpie). V prípade, že je prúdenie umelo vyvolané (čerpádom, ventilátorom) hovoríme o nútenej konvekcii. V prostredí môže nastať jav, kedy prúdenie vznikne v dôsledku zdieľania tepla. Tekutina prijme od zdroja teplo a zmenší sa jej hustota. Ohriata tekutina stúpa vplyvom vztlakových síl a na jej miesto pri zdroji tepla priteká chladnejšia a ťažšia tekutina z okolia. Výsledkom takéhoto javu je konvektívne prúdenie. Takýto spôsob prúdenia sa nazýva prirodzená konvekcia.

Žiarenie (sálanie) je tretí základný spôsob zdieľania tepla. Teleso ohriate na určitú teplotu mení časť svojej vnútornej energie na elektromagnetické vlny, ktoré sa šíria do okolia. Pri dopade na objekt, ktorý je schopný tieto vlny pohltiť sa čiastočne mení energia elektromagnetických vln na vnútornú energiu zasiahnutého telesa. Ideálny žiarič má schopnosť vyžarovať a pohlcovať elektromagnetické vlny v celom spektre vlnových dĺžok a nazýva sa dokonale čierne teleso. Plošná hustota toku vyžarovanej energie I [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$] je daná Stefan-Boltzmannovým zákonom. [1]

$$I = C_{\varepsilon} \left(\frac{T}{100}\right)^4 \quad (1.6)$$

kde $C_{\varepsilon} = 5,775 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-4}$ je súčiniteľ žiarenia dokonale čierneho telesa. V praktickom prípade sa dokonale čierne telesá nenachádzajú a preto musí byť súčiniteľ žiarenia znížený. Výsledný

tepelný tok \dot{Q} telesa sa vypočíta bilancovaním žiarení dopadajúcich na teleso a samotného vyžarovanie telesa. [1]

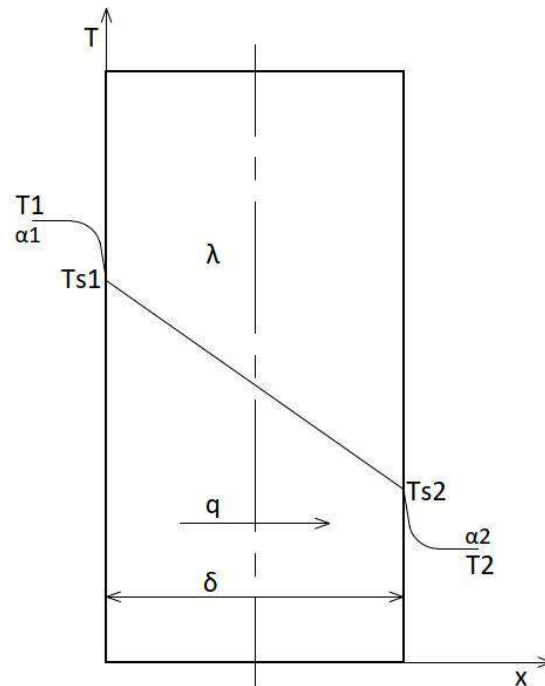
2.1 Stacionárne vedenie tepla

Zdieľanie tepla medzi povrchom telesa a tekutinou, teleso obklopujúcou sa nazýva prestup tepla. Je definovaný ako súčin rozdielu teploty na povrchu telesa a teploty tekutiny, povrchu telesa, času a súčiniteľa prestupu tepla α . Nejedná sa o termokinetickú veličinu hmotnosti ako je tepelná vodivosť alebo merná tepelná kapacita. Súčiniteľ prestupu tepla sa určuje výpočtom pomocou empirických rovníc pre jednotlivé typy zdieľania tepla medzi tekutinou a telesom. V súčiniteli prestupu tepla je zahrnutá celá problematika prechodu tepla termokinetickou vrstvou na rozhraní povrchu tekutiny a telesa, pričom závisí od druhu a vlastností kvapaliny, ako napríklad hustota, tepelná vodivosť a viskozita.

Prestup tepla z teplejšej tekutiny do steny, vedenie tepla stenou a následný prestup tepla do chladnejšej tekutiny na druhej strane steny sa nazýva prechod tepla. Teplo, ktoré prejde v čase z teplejšej kvapaliny povrchom steny do chladnejšej kvapaliny sa počíta ako súčin rozdielu teplôt, povrchu steny, času a súčiniteľa prechodu tepla/celkového súčiniteľa prestupu tepla. Celkový súčiniteľ prestupu tepla závisí od súčiniteľov prestupu tepla na oboch stranách steny, tepelnou vodivosťou steny, hrúbkou steny a závisí taktiež od geometrického tvaru steny. Najbežnejšími prípadmi sú vedenie a prestup tepla rovinnou stenou a vedenia a prestup tepla valcovou stenou.

2.1.1 Stacionárne vedenia a prestup tepla rovinnou stenou

Nasledujúca kapitola sa zaoberá prenosom tepla cez rovinnú a valcovú stenu. Jedná sa o zásadnú problematiku pri riešení úloh s výmenníkmi tepla a pri navrhovaní výmenníkov tepla. Tak, ako vo výmenníku tepla, tak aj tu sa na oboch stranách homogénnej rovinatej steny nachádzajú tekutiny o rozdielnych teplotách T_1 a T_2 , pričom $T_1 > T_2$. Stena má hrúbku δ a jej tepelná vodivosť je λ . Teploty povrchov oboch strán steny sú $T_{s1} > T_{s2}$. Teplo prechádza v smere osy x z kvapaliny 1 na povrch steny. Ďalej je vedené na druhú stranu a následne prešupuje z povrchu steny do kvapaliny 2.



Obrázok 26 Teplotný profil pri vedení tepla rovinnou stenou [1]

Vedenie tepla v stene popisuje Fourierov zákon pre vedenie tepla rovinnou stenou,

$$Q = -\lambda \frac{dT}{dx} S \cdot \tau \quad [J] \quad (1.7)$$

kde S [m^2] je plocha rovinatej steny a τ [s] je čas. Výsledkom je celkové teplo prenesené z jedného povrchu steny S na druhý za čas τ .

Po vydelení rovnice plochou steny S a časom τ sa rovnica zmení na rovnicu hustoty tepelného toku q .

$$\dot{q} = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad [W \cdot m^{-2}] \quad (1.8)$$

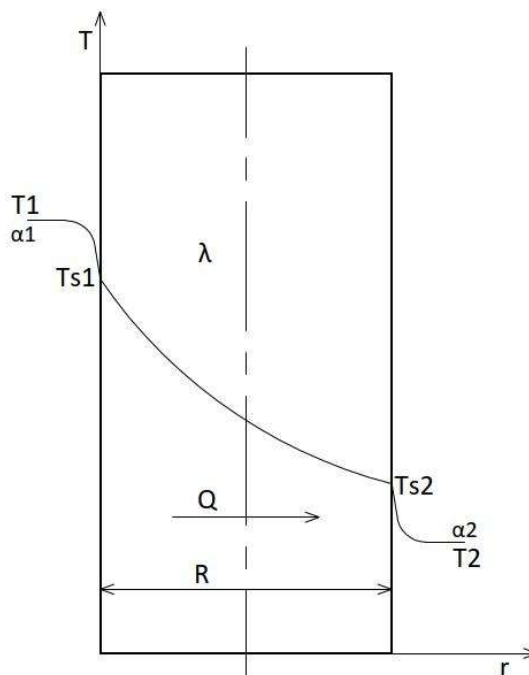
Tepelná vodivosť steny je veličina závislá na teplote. To znamená, že v reálnom prípade je priebeh teploty v stene nelineárny, avšak v praktických príkladoch sa používa zjednodušenie, kedy je predpokladaná tepelná vodivosť pri strednej teplote steny.

Ďalšou veličinou, ktorá popisuje vlastnosti steny pri prestupe tepla je tepelný odpor R . Tepelný odpor vyjadruje závislosť medzi hrúbkou steny δ [m] a tepelnou vodivosťou λ [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$], pričom sa vzťahuje na plochu steny S [m^2]. Pri zloženej stene sa tepelné odpory jednotlivých častí s rôznymi hrúbkami δ_i a rôznymi tepelnými odpormi λ_i sčítajú a výsledok je tepelný odpor celej steny.

$$R_\lambda = \sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i S} [\text{K}\cdot\text{W}^{-1}] \quad (1.9)$$

2.1.2 Stacionárne vedenia a prestup tepla valcovou stenou

Zásadným rozdielom medzi prestupom tepla rovinnou a valcovou stenou je fakt, že pri rovinatej stene sa teplo šíri rovnobežne v smere osi x , zatiaľ čo pri valcovej stene sa teplo šíri od stredovej osi valcovej steny radiálne do všetkých smerov. Čo zostáva rovnaké sú teploty tekutín na oboch stranách steny T_1 a T_2 , pričom $T_1 > T_2$. Teploty povrchov oboch strán steny $T_{s1} > T_{s2}$ a tepelná vodivosť steny λ . Hrúbka steny R je rozdiel medzi vonkajším polomerom steny a vnútorným polomerom steny.



Obrázok 27 Teplotný profil pri vedení tepla valcovou stenou [1]

Fourierov zákon pre stacionárne vedenie a prestup tepla valcovou stenou o dĺžke L [m] za čas τ [s] má tvar:

$$Q = -\lambda \frac{dT}{dr} 2\pi r \cdot L \cdot \tau [\text{J}] \quad (1.10)$$



Po vydelení rovnice délkou steny L a časom τ sa rovnica zmení na rovnicu hustoty tepelného toku q . Tu je možné vidieť rozdiel medzi rovinnou a valcovou stenou. Pri rovinné sa hustota tepelného toku vzťahuje k ploche steny S a má jednotku $W \cdot m^{-2}$, hustota tepelného toku valcovej steny sa vzťahuje k dĺžke steny L a má jednotku $W \cdot m^{-1}$.

$$\dot{Q} = -\lambda \frac{dT}{dx} 2\pi r [W \cdot m^{-1}] \quad (1.11)$$

Tepelný odpor valcovej steny je vyjadrený rovnicou (1.12), kde D_{i+1} je priemer na vonkajšej strane steny a D_i je priemer na vnútornej strane steny a L je dĺžka steny.

$$R_\lambda = \sum_1^n \frac{1}{2\pi\lambda_i \ln \frac{D_{i+1}}{D_i}} [K \cdot W^{-1}] \quad (1.12)$$

Okrem tepelného odporu v stene R_λ sú pri prestupe tepla dôležité tepelné odpory medzi tekutinou a povrchom steny R_1 a R_2 . Spôsobujú rozdiel medzi teplotou kvapaliny a teplotou povrchu steny. Tepelný odpor na rozhraní stena – tekutina sa vyjadruje ako obrátená hodnota súčinu súčiniteľa prestupu tepla α a plochy steny S .

$$R_i = \frac{1}{\alpha_i S_i} [K \cdot W^{-1}] \quad (1.13)$$

Všetky tepelné odpory je možné sčítať a obrátená hodnota tohto súčtu vyjadruje súčin celkového súčiniteľa prestupu tepla k a plochy S_k , ku ktorej sa celkový súčiniteľ prestupu tepla vzťahuje. Plochu S_k je možné voliť ľubovoľne, napríklad ako plochu na vnútornej strane steny, vonkajšej strane steny alebo ako plochu stredom steny. Celkový súčiniteľ prestupu tepla je zásadnou veličinou pri navrhovaní tepelného výmenníka.

$$k \cdot S_k = \frac{1}{R_1 + R_\lambda + R_2} [W \cdot K^{-1}] \quad (1.14)$$

$$k = \frac{1}{S_k \cdot (R_1 + R_\lambda + R_2)} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (1.15)$$

Pri umelom zväčšení plochy na jednej strane výmenníka, napríklad rebrovaním sa tepelný odpor na strane rebier počíta vzorcom, ktorý zohľadňuje účinnosť rebra η_1 – bezrozmernú veličinu, ktorá zohľadňuje fakt, že rebrom neprechádza teplo rovnomerne a povrch rebra nemá konštantnú teplotu. Teplota rebra klesá smerom od päty rebra ku koncu rebra. Hodnoty účinnosti rebra sa pohybujú v rozmedzí 0,6 až 0,9. Účinnosťou rebra je násobený povrch S_{12} , jedná sa o povrch rebra, kde sa teplota mení na základe vzdialenosti od základného povrchu. S_{11} , čo je povrch rebra s konštantnou teplotou. [1]

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1 (S_{11} + S_{12} \eta_1)} [K \cdot W^{-1}] \quad (1.16)$$

Tepelný odpor steny je pri plynných médiách výrazne menší ako tepelný odpor pri prestupe na rebrovanej strane, preto sa často zanedbáva.

2.2 Výpočet súčiniteľa prestupu tepla

Pri tepelnom výpočte výmenníka je potrebné vypočítať alebo odhadnúť hodnotu súčiniteľa prestupu tepla. Jedná sa o veličinu, ktorá vyjadruje množstvo tepla, ktoré prejde danou plochou S [m^2] pri danom teplotnom rozdieli ΔT [K] v rozhraní dvoch látok o rozličných



skupenstvách, zvyčajne kvapalina/plyn a pevná látka. Súčiniteľ prestupu tepla závisí na mnohých látkových parametroch a charaktere prúdenia. Pre výpočet súčiniteľa prestupu tepla platí Nusseltovo kritérium [16] :

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} [-] \quad (1.17)$$

Kde α [$W \cdot m^{-2}K^{-1}$] je súčiniteľ prestupu tepla, λ [$W \cdot m^{-1}K^{-1}$] je tepelná vodivosť média a L [m] je charakteristický rozmer. Pre výpočet Nusseltovho čísla je však potrebné zvoliť správnu kritériálnu rovnicu. Výpočet kritériálnych rovníc býva podstatne zložitejší, preto je pre prvotný výpočet vhodné odhadnúť súčiniteľ prestupu tepla podľa empirických hodnôt.

Odhadované hodnoty súčiniteľa prestupu tepla:	α [$W \cdot m^{-2}K^{-1}$]
Ohrev vzduchu v rebrovaných výmenníkoch	20 až 150
Prehriata vodná para a stlačené plyny pri vyšších rýchlostiach prúdenia	100 až 500
Laminárne prúdenie vody	100 až 400
Turbulentné prúdenie vody	2 000 až 6 000
Var vody	6 000 až 50 000
Kondenzácia vodnej pary	4 000 až 15 000
Kondenzácia chladív	400 až 3 000

Tabuľka 1 Odhadované hodnoty súčiniteľa prestupu tepla [1]

Pri skupenskej premene je možné v Tabuľke 1 vidieť násobne vyššie hodnoty súčiniteľa prestupu tepla ako pri obyčajnom prúdení, preto sa problematikou skupenskej premeny, konkrétne kondenzácie venuje nasledujúca časť práce.

Kondenzácia nastane, keď teplota plynnej látky klesne na teplotu varu – na teplotu, pri ktorej je tlak sýtych par danej látky rovný tlaku okolitého vzduchu, pričom tlak sýtych pár je priamo úmerný teplote. Látky s teplotou varu si počas skupenskej premeny zachovávajú konštantnú teplotu a teplo látke dodané alebo odobrané je využité na túto skupenskú premenu, nie na zmenu teploty. Opačným javom ku kondenzácii je vyparovanie – premena z kvapalného skupenstva na plyné.

Podľa charakteru tvorby kondenzátu na chladiacej ploche sa delí kondenzácia na membránovú a kvapkovú. Ak kondenzát nezmača povrch steny ale na povrchu steny vznikajú jednotlivé kvapôčky kondenzátu, ktoré vplyvom gravitačnej sily odtekajú, a na ich mieste vznikajú kvapôčky nové, jedná sa o kvapkovú kondenzáciu. V prípade, že kondenzát zmača povrch steny a vytvára na povrchu súvislý film, jedná sa o membránovú (filmovú) kondenzáciu. Kondenzát steká pôsobením gravitačnej sily a udržiava na teplovýmennnej ploche konštantnú hrúbku. Pri kvapkovej kondenzácii je súčiniteľ prestupu tepla na strane pary vyšší ako pri membránovej kondenzácii, preto je tento typ kondenzácie žiadúci. Na jeho dosiahnutie musia byť splnené určité podmienky, a to napríklad nízka kondenzačná rýchlosť, vysoké povrchové napätie kondenzátu a nízka viskozita kondenzátu. Tieto vlastnosti sú dosahované pridávaním aditív do parného obehu. Ďalšie vlastnosti, ktoré podporujú vznik kvapkovej kondenzácie sú hladkosť a nezmačavosť povrchu. Tie sú dosahované hydrofóbnym postrekom na povrchu trubky. [17] Podľa kinetickej teórie kondenzácie prebiehajú pri kondenzácii dva procesy, samotná kondenzácia a vyparovanie. Na rozhraní plynu a kvapaliny prechádzajú molekuly z plyného do kvapalného skupenstva, kde dochádza k prestupu tepla a hmoty. Pri zmene skupenstva zmení



látka výrazne svoj objem, čo spôsobí výrazný pokles tlaku na rozhraní plynu a kvapaliny, v dôsledku čoho sa časť kondenzátu znova odparí, vráti sa späť do plynného skupenstva. Ak je v plynnej zmesi prítomný nekondenzujúci inertný plyn, akumuluje sa kvôli nízkemu tlaku na rozhraní plynu a kvapaliny, kde pôsobí ako izolant, znižuje prestup tepla a hmoty. V praxi sa však využíva filmová kondenzácia, pretože náklady na vytvorenie podmienok pre kvapkovú kondenzáciu sú príliš vysoké.

Pre výpočet súčiniteľa prestupu tepla pri kondenzácii pary platí kritériálna rovnica [16]:

$$Nu = c\Gamma^{\frac{1}{4}} [-] \quad (1.18)$$

$$\Gamma = \frac{L^3 \rho^2 g \Delta H_{vyp}}{\eta \lambda \Delta T} [-] \quad (1.19)$$

Kde Γ je bezrozmerné kondenzačné kritérium, pre zvislú trúbku je L jej dĺžka (výška) a c koeficient s hodnotou $c = 0,943$. Všetky látkové vlastnosti (ρ , η , λ , a c_p) sa vyčíslujú pre kondenzát pri strednej teplote stekajúceho kondenzátu. ΔT je rozdiel teploty kondenzácie a teploty povrchu steny. [16]

Z Nusseltovho čísla je ďalej možné dopočítať súčiniteľ prestupu tepla.

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (1.17)$$

Pri ohreve vzduchu sa na vonkajšej strane výmenníka zvyčajne nachádzajú rebrované trubky.

Pre výpočet súčiniteľa prestupu tepla v takom prípade platí empirický vzorec, ktorý závisí len od rýchlosti prúdenia vzduchu [1]:

$$\alpha = 26,1 \cdot v^{0,625} \quad (1.20)$$

Posledným krokom tepelného výpočtu je navrhnuť výpočtovú plochu zariadenia. Pri výpočte plochy výmenníka platí bilančná rovnica [1]:

$$\alpha_{in} S_{in} = \alpha_{out} S_{out} \quad (1.21)$$

kde α_{in} je súčiniteľ prestupu tepla na vnútornej strane, S_{in} je vnútorná plocha výmenníka, α_{out} je súčiniteľ prestupu tepla na vonkajšej strane a S_{out} je vonkajšia plocha výmenníka.

S vypočítanými hodnotami teplotného spádu, celkového súčiniteľa prestupu tepla a výpočtovej plochy výmenníka je možné zistiť výkon zariadenia podľa vzorca:

$$\dot{Q} = k \cdot \Delta T_{LN} \cdot S [\text{W}] \quad (1.22)$$



2.3 Dilatačný výpočet

Dilatačný výpočet sa zaoberá vplyvom tepelnej rozťažnosti častí výmenníka na pevnosť jeho konštrukcie. Výmenníky tepla pracujú s výraznými teplotnými spádmi, preto je vplyv teplotnej rozťažnosti dôležitou časťou ich návrhu. Samotný jav teplotnej rozťažnosti je spôsobený zväčšením vzdialeností medzi molekulami a zrýchlením pohybu molekúl látky. Materiál sa so zvyšovaním teploty zväčšuje vo všetkých smeroch, jedná sa o teplotnú objemovú rozťažnosť. V prípade výmenníka sú hlavnými súčasťami, ktoré podliehajú teplotnej rozťažnosti trubky s teplotnosným médiom. V tom prípade bude rozhodujúca teplotná dĺžková rozťažnosť:

$$\Delta L_t = L \cdot \beta \cdot \Delta T \quad (2.1)$$

kde L [m] je základná dĺžka materiálu pri teplote L_0 , β [K^{-1}] je súčiniteľ teplotnej rozťažnosti materiálu a ΔT [K] je rozdiel teplôt (T_0, T_1). Výsledkom je ΔL_t [m] - rozdiel medzi dĺžkou materiálu pri teplote T_0 a teplote T_1 .

Veľkosť súčiniteľa teplotnej rozťažnosti sa mení v závislosti na materiáli a aj v závislosti na teplote. Spravidla majú kovy vysoký súčiniteľ teplotnej rozťažnosti a tým pádom aj vysokú teplotnú rozťažnosť.

Látka	$\beta \cdot 10^{-6}$ [K^{-1}]
Cín	23,4
Hliník	22,2
Oceľ	13
Betón	12
Sklo	9
Žula	7,9
Polypropylén	100-200

Tabuľka 2 Hodnoty súčiniteľa teplotnej rozťažnosti vybraných materiálov[18]



2.4 Hydraulický výpočet

Okrem tepelného výpočtu je pre návrh výmenníka tepla rovnako dôležitý hydraulický výpočet. Zvyšovaním rýchlosti prúdenia stúpa vo výmenníku aj prestup tepla, čo môže viesť k zmenšeniu veľkosti teplovýmenných plôch a celého zariadenia, pri zachovaní rovnakého výkonu. Na druhú stranu, so zvyšujúcou sa rýchlosťou stúpa aj tlaková strata, a tým práca čerpadla alebo ventilátora zaisťujúceho prúdenie média. Je preto potrebné nájsť optimálne riešenie. U väčšiny návrhov dimenzovanie prebieha bez experimentu, len výpočtom. Výpočet hydraulických odporov je práve tak nepresný ako výpočet prestupu tepla. Okrajové podmienky u skutočného zariadenia sa často značne líšia od podmienok teoretických.

Pri výpočte sa rozlišujú dva typy odporov – odpor priamych častí trením (trecie straty) a miestne odpory (miestne straty). Trecia strata je spôsobená premenou tlakovej energie na kinetickú pri kontinuálnom toku kvapaliny kanálom. Miestne straty sú spôsobené zmenou tvaru a veľkosti kanálu (zúženie alebo rozšírenie) alebo smeru prúdenia, a tým deformáciou rýchlostného a tlakového poľa.

Pri hydraulickom výpočte je potrebné poznať charakter prúdenia. Ten je definovaný Reynoldsovým číslom. Je to bezrozmerné kritérium, ktoré závisí od hustoty média ρ , rýchlosti prúdenia u , hydraulického priemeru kanálu D_H a dynamickej viskozity μ .

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D_H}{\mu} \quad [-] \quad (3.1)$$

Kritické Reynoldsovo číslo Re_{Kr} definuje hranicu medzi laminárnym a turbulentným prúdením. Pre kruhový prierez platí $Re_{Kr}=2320$, čo znamená, že prúdenie s hodnotou menšou ako je Re_{Kr} je laminárne prúdenie a prúdenie s vyššou hodnotou Reynoldsovho čísla je turbulentné prúdenie. Existuje ešte prechodová oblasť medzi laminárnym a turbulentným prúdením, kde je charakter prúdenia nejednoznačný. Táto oblasť je nad hodnotou 2320 a môže sa pohybovať až do hodnoty 13800. Prúdenia s vyššími hodnotami Reynoldsovho čísla sú považované za turbulentné.

Pomocou Reynoldsovho čísla je možné vypočítať súčiniteľ trenia podľa nasledujúcich vzťahov[1]:

- Laminárny prúd v kruhovom potrubí ($Re < 2320$)

$$\lambda_f = \frac{64}{Re} \quad (3.2)$$

- Laminárny prúd medzi doskami

$$\lambda_f = \frac{96}{Re} \quad (3.3)$$

- Turbulentný prúd ($3000 < Re < 100\,000$)

$$\lambda_f = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (3.4)$$

- Turbulentný prúd ($100\,000 < Re$)

$$\lambda_f = 0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}} \quad (3.5)$$

Tieto vzťahy platia pre dokonale hladké trubky. Pri uvažovaní drsnosti trubiek môže byť súčiniteľ trenia pri turbulentnom prúdení značne vyšší. Pri technických výpočtoch sa odporúča vypočítanú hodnotu súčiniteľa trenia vynásobiť opravným súčiniteľom κ [-]. Pri laminárnom prúdení nemá drsnosť stien vplyv na súčiniteľ trenia.

Opravný súčiniteľ κ :

- Pre nové ocelové a liatinové potrubia $\kappa = 1,11$
- Pre liatinové trubky, nitované potrubie $\kappa = 1,4$
- Pre staré ocelové potrubie $\kappa = 1,56$

Pri inom tvare kanála ako kruhovom je potrebné vypočítať ekvivalentný priemer (hydraulický priemer) D_H z rovnice, kde A [m²] je plocha prierezu, ktorým prúdi médium a O [m] je obvod daného kanála. V prípade kruhového potrubia je ekvivalentný priemer totožný s vnútorným priemerom potrubia.

$$D_H = \frac{4A}{O} \text{ [m]} \quad (3.6)$$

Posledným krokom je výpočet trecej straty kanála pomocou Darcy-Weissbachovej rovnice. Okrem vyššie spomínaných parametrov závisí trecia strata aj na rýchlosti prúdenia v [m.s⁻¹], hustote média ρ [kg.m⁻³] a dĺžky kanála L [m]. [1]

$$\Delta p = \lambda_f \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \cdot \frac{L}{d} \text{ [Pa]} \quad (3.7)$$

Druhým typom tlakových strát pri prúdení sú takzvané miestne straty. Vo všeobecnosti sa počítajú podľa rovnice (3.8), kde ζ [-] je súčiniteľ odporu, v [m.s⁻¹] rýchlosť prúdenia a ρ [kg.m⁻³] hustota média.

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \text{ [Pa]} \quad (3.8)$$

Jednotlivé typy miestnych odporov sa od seba líšia práve hodnotou súčiniteľa odporu. Pre najčastejšie sa vyskytujúce úseky s miestnymi stratami sú hodnoty súčiniteľa odporu známe a je možné ich voliť, resp. odhadnúť:

- Náhle rozšírenie

$$\zeta = \left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)^2 \quad (3.9)$$

- Vstup do trubky menšieho prierezu

$$\zeta = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{v_1}{v_2}\right) \quad (3.10)$$

- Vstup do trubky z nádrže s ostrým okrajom

$$\zeta = 0,5 \quad (3.11)$$

- Vstup do trubky z nádrže so zaobleným okrajom

$$\zeta = 0,05 \text{ až } 0,25 \quad (3.12)$$

- Zaoblené koleno 90°

$$\zeta = 0,08 \text{ až } 0,29 \quad (3.13)$$

Pre špecifické prípady ako je prúdenie okolo rebrovaných trubiek je potrebné súčiniteľ odporu vypočítať zložitejším výpočtom. Existuje viacero metód a spôsobov výpočtu, ktoré sú odvodené od experimentálnych meraní. V tejto práci bude prezentovaná metóda podľa Hewitta [17], kde sa súčiniteľ odporu vypočíta nasledovne:

$$\zeta = (K_a + N_{tr} \cdot K_f) [-] \quad (3.14)$$

kde K_a a K_f sú korekčné koeficienty a N_{tr} je počet radov trubiek vo výmenníku.

$$K_a = 1 + \sigma_g^2 [-] \quad (3.15)$$

Geometrický parameter $\sigma_g^2 [-]$ závisí od priečnej rozteče trubiek S_1 [m], vonkajšieho priemeru trubky d_0 [m], výšky rebra h_z [m], hrúbky rebra s_z [m] a rozteče rebier e_z [m].

$$\sigma_g = \frac{S_1 - d_0 - \frac{2h_z s_z}{(s_z + e_z)}}{S_1} \quad (3.16)$$

Rovnica na výpočet koeficientu K_f platí pre prúdenie s hodnotou Reynoldsovho čísla od 500 do 50 000.

$$K_f = 4,567 \cdot Re^{-0,242} \cdot \left(\frac{A_{tz}}{A_t}\right)^{0,504} \cdot \left(\frac{S_1}{d_0}\right)^{-0,376} \cdot \left(\frac{S_2}{d_0}\right)^{-0,546} [-] \quad (3.17)$$

A_{tz} je celková plocha rebrovanej trubky, A_t je celková plocha hladkej trubky bez rebier, S_1 je priečna rozteč trubiek a S_2 je pozdĺžna rozteč trubiek.

Sumou tretej straty a všetkých miestnych strát je celková tlaková strata zariadenia.

$$\Delta p_{celk} = \Sigma \Delta p_n [\text{Pa}] \quad (3.18)$$

2.5 Pevnostný výpočet

Vzťah pre výpočet hrúbky steny vychádza z normy pre kovové a priemyslové potrubia ČSN EN 13480-3. Jedná sa o vzťah pre výpočet hrúbky steny priamych kovových trubiek, zaťažených vnútorným pretlakom. Výpočet vychádza z Laplaceovej rovnice (4.1) pre tenkostenné valcové nádoby konštantnej hrúbky, ktoré sú zaťažené vnútorným pretlakom. V axiálnom smere je namáhanie polovičné, oproti namáhaniu v radiálnom smere. [19]

$$\frac{\sigma}{R} = \frac{p}{\delta} \quad (4.1)$$

Pre radiálne napätie platí:

$$\sigma_R = p \quad (4.2)$$

Pre axiálne napätie platí:

$$\sigma_A = \frac{p \cdot D}{4\delta} \quad (4.3)$$

Pre tangenciálne napätie platí:

$$\sigma_T = \frac{p \cdot D}{2\delta} \quad (4.4)$$

Podľa hypotézy τ_{max} je redukované napätie rovné rozdielu maximálneho a minimálneho napätia. [19]

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_D \quad (4.5)$$

$$\sigma_{red} = \sigma_T - \sigma_R \quad (4.6)$$

$$\sigma_{red} = \frac{p \cdot D}{2\delta} - p \quad (4.7)$$

Po úprave je výsledná rovnica pre minimálnu požadovanú hrúbku steny podľa ČSN EN 13480-3 [19]:

$$\delta \geq \frac{p \cdot D}{2\sigma_D + p} + c \quad \text{pre } \frac{D}{d} \leq 1,7 \quad (4.8)$$

$$\delta \geq \frac{p \cdot D}{2\sigma_D - p} + c \quad \text{pre } \frac{D}{d} > 1,7 \quad (4.9)$$

kde δ [mm] je hrúbka steny, p [MPa] je vnútorný pretlak, D [mm] je vonkajší priemer potrubia, c [mm] je prídavok na hrúbku steny a σ_D [MPa] je dovolené napätie. Hodnota dovoleného napätia sa volí ako menšia hodnota z výpočtu:

$$\sigma_D = \min \left\{ \frac{R_m}{2,4}; \frac{R_{p0,2}}{1,5} \right\} \quad (4.10)$$

kde $R_{p0,2}$ je zmluvná medza klzu, čo je medza klzu stanovená z napät'ového diagramu pre materiály, ktoré nemajú výraznú medzu klzu. R_m je medza pevnosti materiálu. Obe hodnoty je možné odčítať z materiálového listu navrhovaného materiálu. [19]



3 Praktická část

Cielom praktickej časti je navrhnuť riešenie ohrevu vzduchu pre účel sušenia v papierenskom stroji. V súčasnom stave zariadenia sa na ohrev vzduchu využíva para, priamo generovaná na tento účel a odpadová para z výroby sa kondenzuje v kondenzátore. V citlivostnej analýze bude skúmaná možnosť využitia odpadovej pary pre ohrev vzduchu v papierenskom stroji. Odpadová para obsahuje značné množstvo tepla, ktoré je možné využiť a ušetriť tak náklady na generovanie ostrej pary a chod kondenzátoru. Súčasťou praktickej časti sú aj pevnostný, dilatačný a hydraulický výpočet výmenníka. V poslednej kapitole je návrh ostrojenja výmenníka a procesný a inštrumentačný diagram sústavy. Celý výpočet je počítaný pomocou programu MS Excel, preto môžu byť vzniknuté nepresnosti v Diplomovej práci dôsledkom zaokrúhľovania v programe.

V prvej časti je navrhnutý výmenník pre ohrev vzduchu pomocou ostrej pary, s danými parametrami:

$v = 4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$... rýchlosť vzduchu
$T_1 = 65 \text{ }^\circ\text{C}$... teplota vzduchu na vstupe
$T_2 = 110 \text{ }^\circ\text{C}$... teplota vzduchu na výstupe
$p = 3 \text{ bar (g)}$... tlak pary
$3 \times 3 \text{ m}$... rozmery kanálu pre výmenník

Ďalšie potrebné parametre vodnej pary sú počítané z digitálnej knižnice CoolProp na základe vstupného tlaku pary:

$T_p = 143,73 \text{ }^\circ\text{C}$... saturačná teplota pary
$\Delta h = 2133,04 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$... výparné teplo pary pri saturačnej teplote
$\rho_{kond} = 922,78 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$... hustota kondenzátu ($x=0$)
$\mu = 191,17 \mu\text{Pa}\cdot\text{s}$... dynamická viskozita kondenzátu ($x=0$)
$\lambda_{kond} = 0,6821 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$... tepelná vodivosť kondenzátu ($x=0$)

3.1 Tepelný výpočet

Rozmery kanála pre výmenník sú príliš veľké, preto bude výmenník rozdelený na sekcie – hornú a dolnú, s rozmermi $1,5 \times 3 \text{ m}$. Pre základný tepelný výpočet sú potrebné parametre závislé na teplote – hustota a merná tepelná kapacita. Tieto parametre boli určené pri strednej teplote vzduchu = $87,5^\circ\text{C}$.

$\rho (87,5 \text{ }^\circ\text{C}) = 0,8749 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$... hustota vzduchu pri strednej teplote
$c_p (87,5 \text{ }^\circ\text{C}) = 1066,59 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\text{K}^{-1}$... tepelná kapacita vzduchu pri strednej teplote
$\Delta h = 2133,04 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$... výparné teplo pary pri saturačnej teplote
$\dot{V} = v \cdot A = 4 \text{ ms}^{-1} \cdot 3\text{m} \cdot 3\text{m} = 36\text{m}^3\text{s}^{-1}$... objemový tok vzduchu celým kanálom



Tepelný výkon:

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

$$\dot{Q} = 36 \text{ m}^3\text{s}^{-1} \cdot 0,8749 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3} \cdot 1066,59 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\text{K}^{-1} \cdot (110^\circ\text{C} - 65^\circ\text{C})$$

$$\dot{Q} = 1511,724 \text{ kW}$$

ohrev vzduchu

... celkový potrebný výkon pre

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = \frac{\dot{Q}}{2} = 755,862 \text{ kW}$$

... výkon jednej sekcie ohrievača

Spotreba pary:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}}{\Delta h} = \frac{1511,724 \text{ kW}}{2133,04 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}} = 0,7087 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1} = 2551,39 \text{ kg}\cdot\text{hod}^{-1}$$

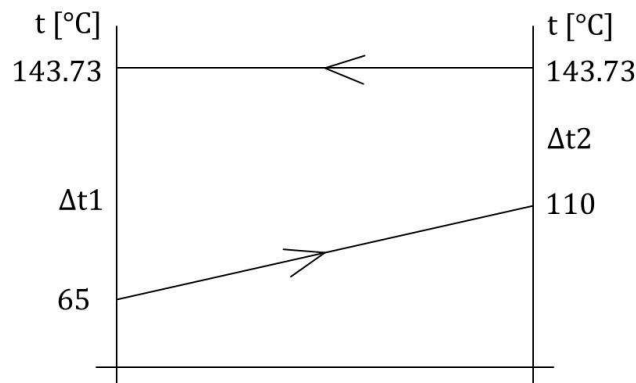
... celková spotreba pary

Logaritmickej teplotný spád:

$$\Delta t_1 = T_p - T_1 = 143,73 - 65 = 78,73 \text{ K}$$

$$\Delta t_2 = T_p - T_2 = 143,73 - 110 = 33,73 \text{ K}$$

$$\Delta T_{LN} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = \frac{33,73 - 78,73}{\ln\left(\frac{33,73}{78,73}\right)} = 53,09 \text{ K}$$



Obrázok 28 Graf teplotného spádu výmenníka

Rebrované trubky:

Výrobca používa vo výmenníku rebrované trubky Tr 16x2 z nelegovanej ocele P235GH (12 020). Plech rebier je vyrobený z ocele 11 343. Samotné rebro má rozmery 580x300 mm s dvoma trubkami prechádzajúcimi cez každé rebro. Vzďialenosť medzi trubkami je 300 mm. Hrúbka plechu rebra je 0,3 mm a stredová vzdialenosť medzi jednotlivými rebromi je 3,5 mm.

Rozmery trubky a rebrovaní:

$$d = 12 \text{ mm}$$

... vnútorný priemer trubky

$$D = 16 \text{ mm}$$

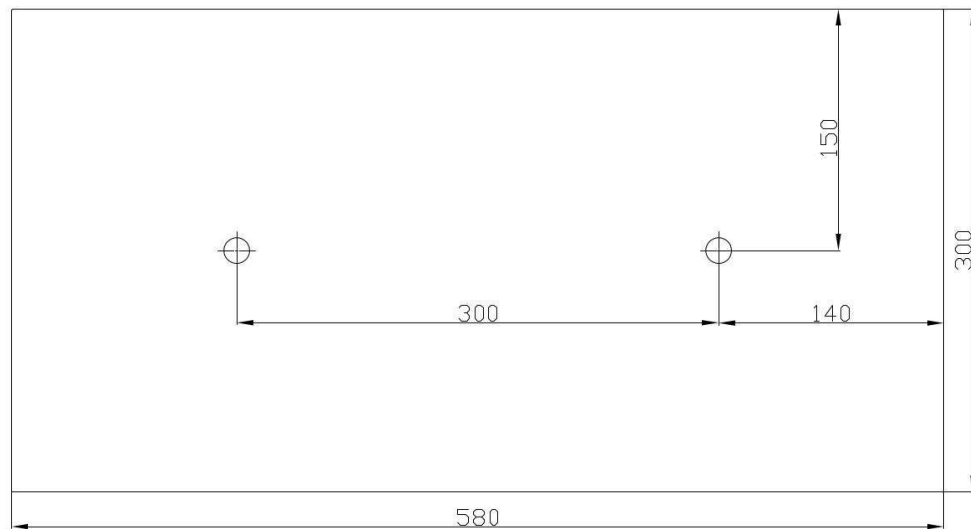
... vonkajší priemer trubky

$$\delta = 2 \text{ mm}$$

... hrúbka steny trubky

$$s_z = 0,3 \text{ mm}$$

... hrúbka rebra



Obrázok 29 Rozmery rebra dané výrobcom

Jednotlivé sekcie majú výšku 1,5 m, avšak v hornej časti sekcie je potrebný priestor na prívod pary a v dolnej časti sekcie je potrebný priestor na odvod kondenzátu. Výška tohto priestoru bude 0,22 m v hornej a 0,1 m v spodnej časti. Na rebrované trubky teda zostáva výška 1,18 m. Na šírku výmenníka 3 m sa vojde vedľa seba 5 rebrovaných trubiek širokých 580 mm s dostatočným priestorom medzi jednotlivými rebrami. Osová vzdialenosť medzi rebrami je 3,5 mm a hrúbka plechu rebra je 0,3 mm. Dĺžka trubky, na ktorej budú osadené rebrá je 1,18m. Na túto dĺžku sa zmestí 337 rebier (1,18 m/0,0035 m). Pri konštrukcii treba počítať aj s manipulačným priestorom, a tak návrh počíta s množstvom 300 rebier na trubke.

V rebrovaných trubkách je potrebné skontrolovať rýchlosť prúdenia pary. Rýchlosť prúdenia pary by sa mala pohybovať v rozmedzí 30 až 50 ms⁻¹.

Výpočet rýchlosti prúdenia:

$$\dot{m} = 0,7087 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

... celková spotreba pary

$$n = 20$$

... celkový počet trubiek vo výmenníku

$$\rho_{para} = 2,17 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

... hustota pary pri 3 bar(g) (x=1)

$$\dot{m}_i = \frac{\dot{m}}{n} = \frac{0,7087 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}{20} = 0,0354 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

... hmotnostný prietok v 1 trubke

$$S_i = \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{0,012}{2}\right)^2 = 0,000113 \text{ m}^2$$

... plocha prierezu trubky

$$c = \frac{\dot{m}_i}{S_i \cdot \rho_{para}} = \frac{0,0354 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}{0,000113 \text{ m}^2 \cdot 2,17 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}} = 144,37 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rýchlosť prúdenia pary vo výmenníku pri návrhu podľa výrobcu bola 144,37 m · s⁻¹, čo je skoro trojnásobné prekročenie doporučenej hodnoty. Navrhovaným riešením je prídanie ďalších rebrovaných trubiek. Prídanim trubiek sa zníži rýchlosť prúdenia pary tak, aby zodpovedala doporučenej hodnote (30 - 50 m · s⁻¹).

Návrh rebrovanej trubky:

$c = 20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$... navrhovaná rýchlosť prúdenia

$$n = \frac{\dot{m}}{S_i \cdot c \cdot \rho_{para}} = \frac{0,7087 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}}{0,000113 \text{ m}^2 \cdot 20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} \cdot 2,17 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}} = 144,5 \sim 146$$

Pri stanovenej rýchlosti prúdenia pary $20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ je celkový počet trubiek vo výmenníku 146, čo znamená 73 trubiek na sekciu a 14, respektíve 15 trubiek na jedno rebrovanie.

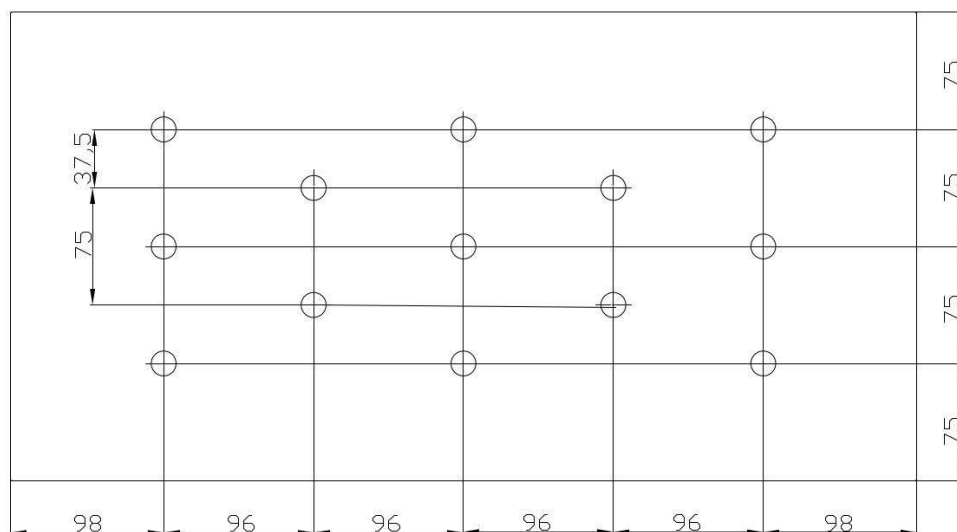
$c = 50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$... navrhovaná rýchlosť prúdenia

$$n = \frac{\dot{m}}{S_i \cdot c \cdot \rho_{para}} = \frac{0,7087 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}}{0,000113 \text{ m}^2 \cdot 50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} \cdot 2,17 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}} = 57,8 \sim 58$$

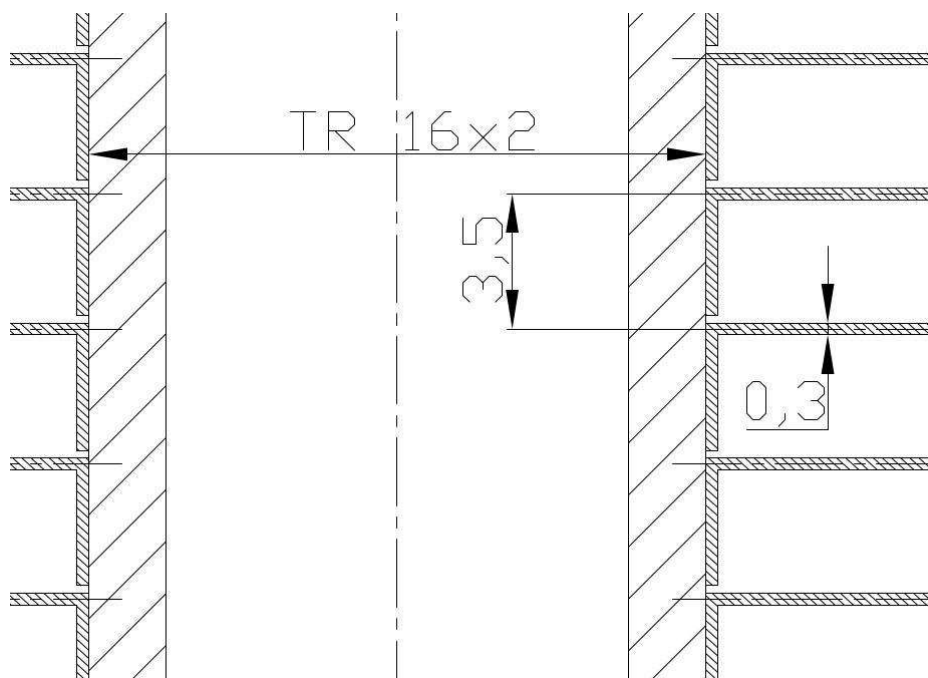
Pri stanovenej rýchlosti prúdenia pary $50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ je celkový počet trubiek vo výmenníku 58, čo znamená 29 trubiek na sekciu a 5, respektíve 6 trubiek na jedno rebrovanie. Pre návrh výmenníka to znamená, že počet trubiek sa bude pohybovať v rozmedzí od 58 do 146 pre zabezpečenie vhodnej rýchlosti prúdenia pary.

Vo výmenníku bol zvolený počet trubiek 130, 65 pre každú sekciu a 13 pre každé rebrovanie v konfigurácii 3-2-3-2-3. Výsledná rýchlosť prúdenia pary je v doporučenom rozmedzí a jej hodnota je $22,48 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

$$v = \frac{\dot{m}}{S_i \cdot n \cdot \rho} = \frac{0,7087 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}}{0,000113 \text{ m}^2 \cdot 130 \cdot 2,17 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}} = 22,23 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$



Obrázok 30 Navrhované rebrovanie



Obrázok 31 Prierez rebra

Ďalším krokom sú geometrické výpočty vnútornej plochy trubiek v rebrovaní a výpočet povrchu rebra s dierami na trubky.

Vnútoraná plocha trubky:

$$S_{in1} = \pi \cdot d \cdot L$$

$$S_{in1} = \pi \cdot 0,012 \text{ m} \cdot 1,18 \text{ m}$$

$$S_{in1} = 0,0445 \text{ m}^2$$

... vnútoraná plocha jednej trubky

Na každé rebrovanie je 13 trubiek, takže 13x vypočítaná hodnota

$$S_{in} = 13 \cdot S_{in1} = 13 \cdot 0,0445 \text{ m}^2 = 0,578 \text{ m}^2$$

rebrovania

... vnútoraná plocha trubiek jedného rebrovania

Povrch 1 rebra S_1 :

$S_{pol} = 2 \cdot (0,58 \cdot 0,3 + 0,58 \cdot 0,0003 + 0,3 \cdot 0,0003) = 0,3485 \text{ m}^2$... plocha polotovaru plechu pre výrobu rebra

$$S_{diery} = 13 \cdot \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 = 13 \cdot \pi \cdot 0,008^2 = 0,00261 \text{ m}^2$$

... plocha dier v plechu pre potrubie

$$S_1 = S_{plech} - S_{diery} = 0,3485 \text{ m}^2 - 0,00261 \text{ m}^2 = 0,3459 \text{ m}^2$$

... plocha 1 rebra

Výpočtová plocha výmenníka sa počíta podľa rovnice $\alpha_{in} S_{in} = \alpha_{out} S_{out}$, kde α_{in} je súčiniteľ prestupu tepla na vnútornej strane (na strane pary), S_{in} je vnútoraná plocha trubky, α_{out} je súčiniteľ prestupu tepla na vonkajšej strane (na strane vzduchu) a S_{out} je plocha rebier. [1] Jediná známa hodnota v tejto rovnici je vnútoraná plocha trubky, zvyšné parametre je potrebné dopočítať. Pre prvotný výpočet je potrebné súčinitele prestupu tepla na oboch stranách odhadnúť.



Doporučené hodnoty súčiniteľa prestupu tepla [1]:	α [$W \cdot m^{-2} K^{-1}$]
Ohrev vzduchu v rebrovaných výmenníkoch	20 až 150
Kondenzácia vodnej pary	4000 až 15000

Zvolené hodnoty pre primárny výpočet:

$$\alpha_{in} = \alpha_p = 10\,000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$$

... súčiniteľ prestupu tepla na strane pary

$$\alpha_{out} = \alpha_v = 150 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$$

...súčiniteľ prestupu tepla na strane vzduchu

$$\alpha_p S_{in} = \alpha_v S_{out}$$

$$S_{out} = \frac{\alpha_p S_{in}}{\alpha_v}$$

$$S_{out} = \frac{10\,000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1} \cdot 0,578 \text{ m}^2}{150 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}}$$

$$S_{out} = 38,53 \text{ m}^2$$

...výpočtová plocha výmenníka na vonkajšej strane

Ďalším krokom je iteračný výpočet, ktorý stanoví hodnotu súčiniteľov prestupu tepla na strane pary a strane vzduchu.



3.1.1 Súčiniteľ prestupu tepla na strane vzduchu

Na strane vzduchu závisí súčiniteľ prestupu tepla na rýchlosti prúdenia vzduchu, podľa empirického vzorca. Na vstupe do voľného prierezu kanála je rýchlosť vzduchu $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Prierez je zúžený konštrukciou výmenníka, a preto je potrebné najprv vypočítať rýchlosť vzduchu v zúženom priereze. Vo výške zúženého prierezu je navrhovaných 300 rebier. Plocha rebier v smere prúdenia vzduchu zužuje priestor, ktorým je schopný vzduch prúdiť a tým zvyšuje rýchlosť prúdenia vzduchu. Priestor pre prúdenie vzduchu je taktiež zúžený plechmi na hornej a spodnej strane výmenníka. Priestor za plechmi je vyhradený pre prívod pary na hornej strane a odvod kondenzátu na spodnej strane výmenníka.

$$S_0 = 1,5 \times 3 \text{ m} = 4,5 \text{ m}^2$$

... voľný prierez sekcie

$$S_{\text{plech}} = 3 \cdot 0,22\text{m} + 3 \cdot 0,1\text{m} = 0,96 \text{ m}^2$$

...plocha horného a spodného plechu

$$S_r = 5 \cdot 300 \cdot 0,58\text{m} \cdot 0,0003\text{m} = 0,261 \text{ m}^2$$

... plocha rebier v priereze

$$S_z = S_0 - S_{\text{plech}} - S_r = 4,5 - 0,96 - 0,261$$

$$S_z = 3,279 \text{ m}^2$$

... zúžený prierez kanála

Rýchlosť vzduchu:

$$v_1 = \frac{S_0 v_0}{S_z} = \frac{4,5\text{m}^2 \cdot 4\text{m}\cdot\text{s}^{-1}}{3,279\text{m}^2}$$

$$v_1 = 5,489 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

... rýchlosť vzduchu

Z rýchlosti vzduchu je možné dopočítať súčiniteľ prestupu tepla na strane vzduchu, ktorý je daný empirickým vzorcom závislým len na rýchlosti prúdenia:

$$\alpha_v = 26,1 \cdot v^{0,625} = 26,1 \cdot 5,489^{0,625}$$

$$\alpha_v = 75,66 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$$

vzduchu

... súčiniteľ prestupu tepla na strane

3.1.2 Súčiniteľ prestupu tepla na strane pary

Výpočet súčiniteľa prestupu tepla na strane pary je podstatne zložitejší a závisí na viacerých parametroch a aj od typu kondenzácie. Želaným typom je kvapôčková kondenzácia, kde na povrchu trubky vznikajú kvapôčky kondenzátu, ktoré postupne stekajú do odvodu kondenzátu. Neželaným typom je blanová kondenzácia, pri ktorej sa na povrchu trubky vytvorí súvislá vrstva kondenzátu, ktorá zhoršuje prenos tepla. Aby tento neželaný typ kondenzácie nenastal, je vhodné napríklad zmenšiť dĺžku trubky, v ktorej nastáva kondenzácia.

$L = 1,18m$... dĺžka trubky
$\rho_{kond} = 922,78 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$... hustota kondenzátu ($x=0$)
$g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$... gravitačné zrýchlenie
$\Delta h = 2133,04 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$... výparné teplo pary pri saturačnej teplote
$\mu = 191,17 \mu\text{Pas}$... dynamická viskozita kondenzátu ($x=0$)
$\Delta T = 3K$ a teplotou kondenzácie	... teplotný rozdiel medzi povrchom steny
$\lambda_{kond} = 0,6821 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$... tepelná vodivosť kondenzátu ($x=0$)

Výpočet:

$$Nu = 0,943 \cdot \left(\frac{l^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \Delta h}{\eta \cdot \lambda \cdot \Delta T} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$Nu = 0,943 \cdot \left(\frac{1,18^3 \cdot 922,78^2 \cdot 9,81 \cdot 2133,04 \cdot 10^3}{191,17 \cdot 10^{-6} \cdot 0,6821 \cdot 3} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$Nu = 15\,597,08$$

$$\alpha_p = \frac{Nu \cdot \lambda}{L}$$

$$\alpha_p = \frac{15597,08 \cdot 0,6821 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \text{K}^{-1}}{1,18 \text{ m}}$$

$$\alpha_p = 9015,74 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\text{K}^{-1} \quad \dots \text{súčiniteľ prestupu tepla na strane pary}$$

Výpočtová plocha výmenníka

$$S_{out} = \frac{\alpha_p S_{in}}{\alpha_v}$$

$$S_{out} = \frac{9015,74 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1} \cdot 0,578 \text{ m}^2}{75,66 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}}$$

$$S_{out} = 68,88 \text{ m}^2 \quad \dots \text{výpočtová plocha výmenníka}$$



3.1.3 Výpočet výkonu

Z vypočítaných súčiniteľov je potrebné dopočítať celkový súčiniteľ prestupu tepla. Pre tepelný odpor na vnútornej strane trubky je použitý jednoduchý vzorec pre prestup tepla kruhovým prierezom. Na vonkajšej strane situáciu komplikuje fakt, že v zariadení sú použité rebrované trubky. Na výpočet tepelného odporu je použitý vzorec pre rebrované výmenníky tepla, ktorý uvažuje nekonštantnú teplotu na povrchu rebier, so zvyšujúcou sa vzdialenosťou od trubky, ktorá je zdrojom tepla, teplota klesá. Tento pokles teploty je vyjadrený účinnosťou rebra η . Hodnoty účinnosti rebra sa pohybujú v rozmedzí od 0,6 do 0,9. Výpočet rozlišuje aj plochu rebra, kde je teplota konštantná a plochu rebra, kde sa teplota mení. Účinnosť rebra násobí veličinu S_{22} , teda plochu, kde sa teplota povrchu mení. Účinnosť rebra bola pre výpočet zvolená 0,9 z dôvodu, že sa v tomto prípade nejedná o jednoduché kruhové rebrovanie, ale o 8 trubiiek v jednom rebrovaní v tvare obdĺžnika. Veličina S_{21} , povrch rebra kde sa teplota nemení, je počítaná ako povrch rebra priamo na trubke.

$$S_{out} = 68,88 \text{ m}^2$$

... výpočtová plocha výmenníka

$$S_{21} = 7,252 \text{ m}^2$$

... povrch rebier s konštantnou teplotou

$$S_{22} = S_1 \cdot n_{rebrá} = 0,3459 \text{ m}^2 \cdot 300 = 103,77 \text{ m}^2$$

... povrch rebier, kde teplota klesá

$$\eta = 0,9$$

... účinnosť rebra

$$k = \frac{1}{\frac{S_{out}}{\alpha_p \cdot S_{in}} + \frac{S_{out}}{\alpha_v \cdot (S_{21} + \eta \cdot S_{22})}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{68,88 \text{ m}}{9015,74 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1} \cdot 0,578 \text{ m}} + \frac{68,88 \text{ m}}{75,66 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1} \cdot (7,252 \text{ m}^2 + 0,75 \cdot 103,77 \text{ m}^2)}}$$

$$k = 44,92 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$$

... celkový súčiniteľ prestupu tepla

Hodnota celkového súčiniteľa prestupu tepla vyšla $44,92 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$, čo je v rozmedzí očakávaných hodnôt pre daný typ výmenníka tepla ($10 - 50 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$). V ďalšom kroku je potrebné dopočítať celkový výkon navrhovaného výmenníka tepla.

Výpočet výkonu

Výkon sa násobí číslami 5 a 2, pretože v jednej sekcii je 5 rebrovaní a vo výmenníku sú navrhnuté 2 sekcie.

$$\dot{Q} = 2 \cdot 5 \cdot k \cdot \Delta T_{LN} \cdot S_{out} = 5 \cdot 44,92 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1} \cdot 53,09 \text{ K} \cdot 68,88 \text{ m}^2$$

$$\dot{Q} = 2 \cdot Q_1 = 1,642 \text{ MW}$$

... celkový výkon výmenníka

Pri prvotnom výpočte vyšiel výkon potrebný na ohrev vzduchu 1,511 MW. Výkon navrhovaného výmenníka je 1,642 MW, čo je o cca 8% viac, ako výkon potrebný pre ohrev vzduchu. Takéto predimenzovanie je vhodné z dôvodu prevádzkovej straty výkonu výmenníka v čase, kedy je možné zanesenie trubiiek, korózia a iné faktory, ktoré budú zhoršovať prestup tepla



a súčasne aj výkon zariadenia. Výkon je vyšší, čo znamená, že po skondenzovaní pary pokračuje prestup citeľného tepla kondenzátu do vzduchu. Množstvo tohto tepla je však oproti kondenzačnému teplu pary zanedbateľné.

3.2 Pevnostný výpočet

V pevnostnom výpočte je kontrolovaná hrúbka stien trubiek výmenníka, ktoré sú vystavené tlaku média, prechádzajúceho výmenníkom. Samotná konštrukcia výmenníka nie je kontrolovaná. Predpokladom je, že konštrukcia výmenníka je samonosná. Trubky sú konštruované z nelegovanej ocele P235GH. Kontrola je počítaná pre menovitý tlak PN16 (16 bar (g)), pre ktorý budú dimenzované aj všetky armatúry na prívodnom a odvodnom potrubí zariadenia. Teplota kondenzácie pary je 143,73°C, preto je pre odčítanie medze klzu z materiálového listu vybraná teplota 150°C. V tom prípade je hodnota medze klzu 180 MPa. Medza pevnosti je 360 MPa.

W Nr. (číslo materiálu) 1.0345		Nelegovaná jakostní ocel pro vyšší teploty				OCEL Kurznáze (značka) P235GH / H I			
Chemické složení [hm. %]									
C	Si	Mn	P	S	Al celk.	Cr			
max 0,16	max 0,35	0,40–1,20	max 0,030	max 0,025	min 0,020	max 0,30			
Cu ¹⁾	Mo	Nb	Ni	Ti	V	Cr+Cu+Mo+Ni			
max 0,30	max 0,08	max 0,010	max 0,30	max 0,03	max 0,02	max 0,70			
Normy DIN									
DIN EN 10028-2/92 – ploché výrobky z ocelí pro tlakové nádoby a zařízení									
Mechanické vlastnosti									
Rozměr t, d [mm]	≤ 16	17–40	41–60	61–100	101–150	> 150			
Stav	normalizačně žháný								
Mez kluzu R _{0,2} [MPa] min	235	225	215	200	185	²⁾			
Mez pevnosti R _m [MPa]	360–480				350–480	²⁾			
Tažnost A ₅ [%] min	25			24		²⁾			
Kontrakce Z [%]	–					–			
Nárazová práce KV ⁰ [J] min	–				27	²⁾			
Tvrdost HB	–					–			
Mez kluzu R _p 0,2 [MPa] při zvýšených teplotách									
Teplota [°C]	50	100	150	200	250	300	350	400	
Mez kluzu	t ≤ 60 mm	206	190	180	170	150	130	120	110
	t = 61–100 mm	191	175	165	160	140	125	115	105
	t = 101–150 mm	176	160	155	150	130	115	110	100

Obrázok 32 Materiálový list Ocel' P235GH

Rebrované trubky

$$R_{p0,2} = 180 \text{ MPa}$$

$$R_m = 360 \text{ MPa}$$

$$c = 1,5 \text{ mm}$$

$$p = 16 \text{ bar (g) (PN16)}$$

$$D = 16 \text{ mm}$$

$$d = 12 \text{ mm}$$

$$\delta = 2 \text{ mm}$$

$$x = 0,12 \text{ mm}$$

... medza klzu pri teplote 150°C

... medza pevnosti

... prídavok na hrúbku steny

... menovitý tlak

... vonkajší priemer potrubia

... vnútorný priemer potrubia

... zvolená hrúbka steny

... tolerancia rozmeru trubky (0,75% · D)



$$\sigma_D = \frac{R_m \cdot 360 \text{ MPa}}{2,4 \cdot 2,4} = 150 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D = \frac{R_{p0,2}}{1,5} = \frac{180 \text{ MPa}}{1,5} = 120 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D = \min \left\{ \frac{R_m}{2,4}; \frac{R_{p0,2}}{1,5} \right\} = 120 \text{ MPa} \quad \dots \text{dovolené napätie}$$

$$\frac{D}{d} = \frac{16 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} = 1,33 \leq 1,7$$

$$\delta \geq \frac{p \cdot (D - x)}{2\sigma_D + p} + c \geq \frac{1,6 \text{ MPa} \cdot (16 \text{ mm} - 0,12 \text{ mm})}{2 \cdot 120 \text{ MPa} + 1,6 \text{ MPa}} + 1,5 \text{ mm} \geq 1,61 \text{ mm}$$

$$\delta = 2 \text{ mm} \geq 1,61 \text{ mm}$$

Rozdeľovač pary DN100 (108x4)

$$\sigma_D = 120 \text{ MPa}$$

... dovolené napätie

$$c = 1,5 \text{ mm}$$

... prídavok na hrúbku steny

$$p = 16 \text{ bar (PN16)}$$

... menovitý tlak

$$D = 108 \text{ mm}$$

... vonkajší priemer potrubia

$$d = 100 \text{ mm}$$

... vnútorný priemer potrubia

$$\delta = 3,6 \text{ mm}$$

... zvolená hrúbka steny

$$x = 0,81 \text{ mm}$$

... tolerancia rozmeru trubky (0,75% · D_o)

$$\frac{D}{d} = \frac{108 \text{ mm}}{100 \text{ mm}} = 1,08 \leq 1,7$$

$$\delta \geq \frac{p \cdot (D - x)}{2\sigma_D + p} + c \geq \frac{1,6 \text{ MPa} \cdot (108 \text{ mm} - 0,81 \text{ mm})}{2 \cdot 120 \text{ MPa} + 1,6 \text{ MPa}} + 1,5 \text{ mm} \geq 2,21 \text{ mm}$$

$$\delta = 4 \text{ mm} \geq 2,21 \text{ mm}$$

Zberač kondenzátu DN40 (48x3,2)

$$\sigma_D = 120 \text{ MPa}$$

... dovolené napätie

$$c = 1,5 \text{ mm}$$

... prídavok na hrúbku steny

$$p = 16 \text{ bar (PN16)}$$

... menovitý tlak

$$D = 48 \text{ mm}$$

... vonkajší priemer potrubia

$$d = 41,6 \text{ mm}$$

... vnútorný priemer potrubia

$$\delta = 3,6 \text{ mm}$$

... zvolená hrúbka steny

$$x = 0,36 \text{ mm}$$

... tolerancia rozmeru trubky (0,75% · D_o)

$$\frac{D}{d} = \frac{48 \text{ mm}}{41,6 \text{ mm}} = 1,15 \leq 1,7$$



$$\delta \geq \frac{p \cdot (D - x)}{2\sigma_D + p} + c \geq \frac{1,6 \text{ MPa} \cdot (48\text{mm} - 0,36\text{mm})}{2 \cdot 120\text{MPa} + 1,6 \text{ MPa}} + 1,5 \text{ mm} \geq 1,82\text{mm}$$

$$\delta = 3,2 \text{ mm} \geq 1,82\text{mm}$$

Pevnostným výpočtom bolo overené, že hrúbka steny 2 mm je dostatočná na použitie pre trubky vo výmenníku pri pretlaku 16 barov. Potrubie parného rozdeľovača o menovitej svetlosti DN100, hrúbke steny 4mm a zberne kondenzátu z potrubia o menovitej svetlosti DN40 a hrúbke steny 3,2mm sú z pevnostného hľadiska vyhovujúce. Prídavok na hrúbku steny bol zvolený o veľkosti 1,5 mm. V prevádzke bude v parnom potrubí zariadenia pracovný tlak 3 bary (g).

3.3 Dilatačný výpočet

Hlavné komponenty, ktoré podliehajú tepelnej rozťažnosti sú horizontálne potrubie rozdeľovača pary a zberača kondenzátu a vertikálne trubky s teplonosným médiom. Teplotnú rozťažnosť trubiek je možné vyčítať z materiálového listu materiálu, z ktorého sú vyrobené. V oboch prípadoch sa jedná o nelegovanú teplu odolnú oceľ P235GH, s koeficientom teplotnej rozťažnosti pri 100°C, $12,5 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$. Montážna teplota zariadenia T_{min} je zvolená na 25°C. Teplota T_{max} je pracovná teplota - kondenzačná teplota pary z návrhu zariadenia 144°C. Dĺžka rebrovanej trubky je 1,18 m. Maximálna návrhová dĺžka rozdeľovača, resp. zberača je šírka výmenníka 3 m.

Dilatačný výpočet rebrovanej trubky:

$$\beta = 12,5 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$$

...teplotná rozťažnosť materiálu P235GH pri 100°C

$$L = 1,18 \text{ m}$$

... dĺžka trubky

$$T_{min} = 25^\circ\text{C}$$

... teplota pri montáži zariadenia

$$T_{max} = 144^\circ\text{C}$$

... teplota pri prevádzke zariadenia

$$\Delta L_t = L \cdot \beta \cdot \Delta T$$

$$\Delta L_t = 1,18\text{m} \cdot 12,5 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \cdot (144 - 25)$$

$$\Delta L_t = 1,76 \text{ mm}$$

... teplotná dilatácia trubky

V prípade bez kompenzácie teplotnej dilatácie – pevný spoj – zvar na oboch koncoch trubky.

$$\Delta L_t = \Delta L_F$$

$$\Delta L_t = \frac{F \cdot L}{E \cdot A}$$

$$F = \frac{\Delta L_t \cdot E \cdot A}{L}$$

$$F = \frac{1,76\text{mm} \cdot 210\text{GPa} \cdot 352\text{mm}^2}{1180\text{mm}}$$

$$F = 110,25 \text{ kN}$$



$$\sigma(x) = \frac{F}{A}$$

$$\sigma(x) = \frac{110,25 \text{ kN}}{352 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma(x) = 313,21 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_3 = 313,21 \text{ MPa} - 0$$

$$\sigma_{red} = 313,21 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D = 120 \text{ MPa}$$

... dovolené napätie

$$\sigma_{red} > \sigma_D$$

Dilatačný výpočet rozdeľovača:

$$\beta = 12,5 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$$

...teplotná rozťažnosť materiálu P235GH pri 100°C

$$L = 3 \text{ m}$$

... maximálna dĺžka rozdeľovača pary

$$T_{min} = 25^\circ\text{C}$$

... teplota pri montáži zariadenia

$$T_{max} = 144^\circ\text{C}$$

... teplota pri prevádzke zariadenia

$$\Delta L_t = L \cdot \beta \cdot \Delta T$$

$$\Delta L_t = 3 \text{ m} \cdot 12,5 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \cdot (144 - 25)$$

$$\Delta L_t = 4,46 \text{ mm}$$

... teplotná dilatácia trubky

V prípade bez kompenzácie teplotnej dilatácie – pevný spoj – zvar na oboch koncoch trubky.

$$\Delta L_t = \Delta L_F$$

$$\Delta L_t = \frac{F \cdot L}{E \cdot A}$$

$$F = \frac{\Delta L_t \cdot E \cdot A}{L}$$

$$F = \frac{4,46 \text{ mm} \cdot 210 \text{ GPa} \cdot 1306,9 \text{ mm}^2}{3000 \text{ mm}}$$

$$F = 408 \text{ kN}$$

$$\sigma(x) = \frac{F}{A}$$

$$\sigma(x) = \frac{408 \text{ kN}}{1306,9 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma(x) = 312,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_3 = 312,2 \text{ MPa} - 0$$

$$\sigma_{red} = 312,2 \text{ MPa}$$

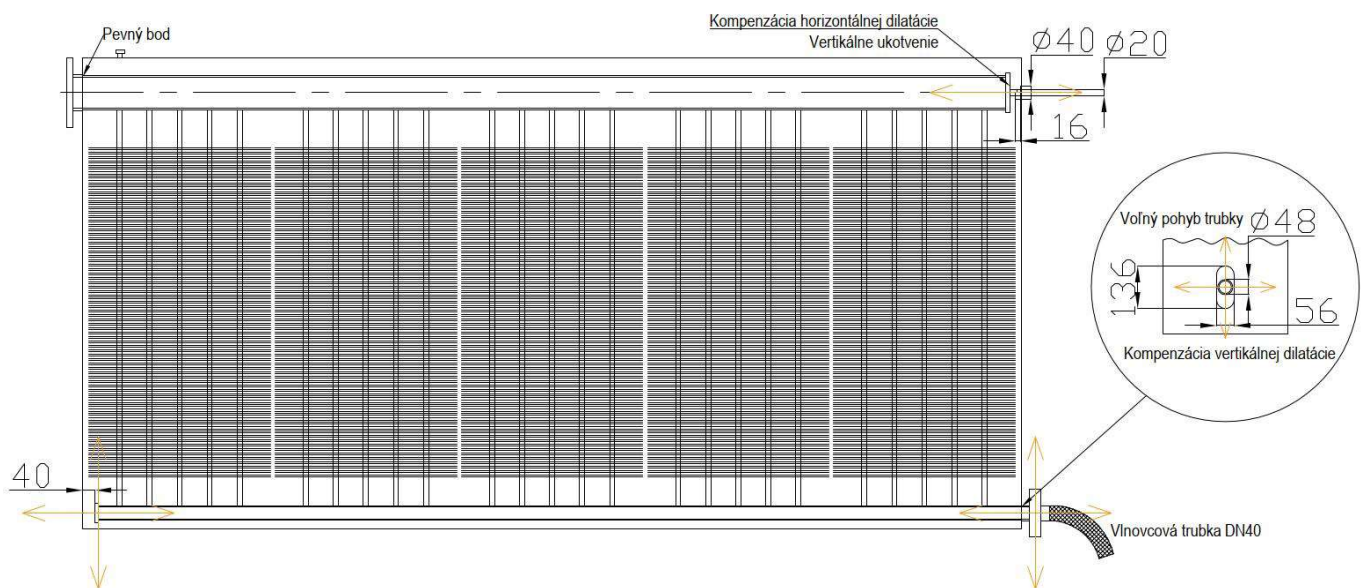
$$\sigma_D = 120 \text{ MPa}$$

... dovolené napätie

$$\sigma_{red} > \sigma_D$$

Redukované napätie je v prípade rozdeľovača aj v prípade rebrovaných trubiek vyššie, ako maximálne dovolené napätie, čo znamená, že ak by nebola teplotná rozťažnosť materiálu kompenzovaná, došlo by k poškodeniu zvaru, trubky, či inej časti zariadenia.

V konštrukcii výmenníka tepla je potrebné kompenzovať teplotnú rozťažnosť - v horizontálnom smere možno použiť rozdeľovač pary a zberač kondenzátu a vo vertikálnom smere teplovýmenné trubky. Rozdeľovač pary je pevne spojený s konštrukciou výmenníka armaturou na vstupe do výmenníka. Voľný pohyb rozdeľovača pary je zabezpečený voľným priestorom za zaslepovacou prírubou s kruhovým návarkom (Tyč 20), ktorý je vertikálne podopretý návarkom na stene výmenníka a axiálny pohyb rozdeľovača v dôsledku teplotnej dilatácie je zabezpečený. Voľný priestor je aj za zaslepovacou prírubou na konci zberača kondenzátu. Krková príruha na zberači na výstupe z výmenníka nie je pevne spojená s konštrukciou výmenníka. Voľne visí v priereze, ktorý má 56 mm na šírku a 136 mm na výšku. Tým je zabezpečená vertikálna vôľa pre teplotnú rozťažnosť rebrovaných trubiek, a okrem toho je možný aj horizontálny pohyb. Na vonkajšej strane je príruha, napojená na vlnovcovú trubicu, ktorá odvádza kondenzát do kondenzačnej nádrže.



Obrázok 33 Zobrazenie spôsobu kompenzácie teplotných dilatácií v konštrukcii výmenníka



3.4 Hydraulický výpočet

Hydraulické straty pozostávajú z miestnych strát na vstupe a výstupe z výmenníka, miestnych strát na vstupe a výstupe z rebrovania a z tlakovej straty pri prúdení medzi rebrami. Pre výpočet budú potrebné nasledujúce parametre:

$v_0 = 4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$... rýchlosť vzduchu vo voľnom priereze
$v_1 = 5,489 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$... rýchlosť vzduchu vo výmenníku
$\rho(65^\circ\text{C}) = 0,991 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$... hustota vzduchu pri teplote na vstupe
$\rho(87,5^\circ\text{C}) = 0,8749 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$... hustota vzduchu pri strednej teplote
$D = 0,016 \text{ m}$... vonkajší priemer trubky
$L = 1,18 \text{ m}$... dĺžka trubky
$e_z = 0,0035 \text{ m}$... rozteč rebier
$s_z = 0,0003 \text{ m}$... hrúbka rebra
$h_z = 0,05 \text{ m}$... rozteč trubiek
$N_t = 3$... počet radov trubiek
$a = 0,58 \text{ m}$... šírka rebra
$b = 0,3 \text{ m}$... hĺbka rebra
$\mu_v = 21,34 \text{ }\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$... dynamická viskozita vzduchu pri strednej teplote

Pre výpočet odporovej straty medzi rebrami výmenníka je nutné zistiť hydraulický priemer d_H kanálu medzi rebrami.

$$d_H = \frac{4A}{O} \quad [\text{m}]$$

$$d_H = \frac{4(a \cdot e_z)}{2a + 2e_z} \quad [\text{m}]$$

$$d_H = \frac{4(0,58 \text{ m} \cdot 0,0035 \text{ m})}{2 \cdot 0,58 \text{ m} + 2 \cdot 0,0035 \text{ m}}$$

$$d_H = 0,006958 \text{ m}$$

Ďalším parametrom, ktorý je potrebné vypočítať je Reynoldsovo číslo.

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d_H}{\mu} \quad [-]$$

$$Re = \frac{0,8749 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 5,489 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,006958 \text{ m}}{0,00002134 \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$

$$Re = 1565,82$$

Prúdenie v priestore medzi paralelnými doskami – rebrami je považované za laminárne, preto je volený trecí súčiniteľ pre laminárne prúdenie.

$$\lambda_f = \frac{96}{Re}$$

$$\lambda_f = \frac{96}{1565,82}$$

$$\lambda_f = 0,0613$$



Pri výpočte trecej straty pri prúdení medzi rebrami je za dĺžku l dosadená hĺbka rebra b a za priemer d je dosadený hydraulický priemer d_H . Výsledná tlaková strata činí 35,82 Pa.

$$\Delta p_t = \lambda_f \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \cdot \frac{l}{d_H} \quad [\text{Pa}]$$

$$\Delta p_t = 0,0613 \cdot \frac{(5,489 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2} \cdot 0,8749 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \frac{0,3 \text{ m}}{0,006958 \text{ m}}$$

$$\Delta p_t = 35,85 \text{ Pa}$$

Strata náhlym zúžením na vstupe do výmenníka.

Pri náhlom zúžení kanála je súčiniteľ odporu rovný 0,5.

$$\zeta = 0,5$$

$$\Delta p_{m1} = \zeta \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho$$

$$\Delta p_{m1} = 0,5 \cdot \frac{(4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2} \cdot 0,991 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\Delta p_{m1} = 3,964 \text{ Pa}$$

Strata náhlym rozšírením za výmenníkom tepla.

$$\zeta = \left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)^2$$

$$\zeta = \left(1 - \frac{4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{5,489 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}\right)^2$$

$$\zeta = 0,0736$$

$$\Delta p_{m2} = \zeta \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho$$

$$\Delta p_{m2} = 0,0736 \cdot \frac{(5,489 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2} \cdot 0,8749 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\Delta p_{m2} = 0,971 \text{ Pa}$$

Strata rebrovaním. K_a a K_f sú korekčné koeficienty a N_{tr} je počet radov trubiek vo výmenníku.

$$\zeta = (K_a + N_{tr} \cdot K_f) \quad [-]$$

Výpočet geometrického parametra σ_g :

$$\sigma_g = \frac{S_1 - D - \frac{2h_z s_z}{(s_z + e_z)}}{S_1}$$

$$\sigma_g = \frac{0,096 \text{ m} - 0,016 \text{ m} - \frac{2 \cdot 0,05 \text{ m} \cdot 0,0003 \text{ m}}{(0,0003 \text{ m} + 0,0035 \text{ m})}}{0,096 \text{ m}}$$

$$\sigma_g = 0,7511$$



$$K_a = 1 + \sigma_g^2 \quad [-]$$

$$K_a = 1 + 0,7511^2$$

$$K_a = 1,564$$

Výpočet korekčného faktora K_f :

Plocha rebrovania A_{tz}

$$A_{tz} = \frac{(a \cdot b \cdot 2)}{13} \cdot 300$$

$$A_{tz} = \frac{(0,58 \text{ m} \cdot 0,3 \text{ m} \cdot 2)}{13} \cdot 300$$

$$A_{tz} = 8,03 \text{ m}^2$$

Plocha hladkej trubky A_t

$$A_t = L \cdot \pi \cdot D$$

$$A_t = 1,18 \text{ m} \cdot \pi \cdot 0,016 \text{ m}$$

$$A_t = 0,05928 \text{ m}^2$$

Korekčný faktor K_f :

$$K_f = 4,567 \cdot Re^{-0,242} \cdot \left(\frac{A_{tz}}{A_t}\right)^{0,504} \cdot \left(\frac{S_1}{d_0}\right)^{-0,376} \cdot \left(\frac{S_2}{d_0}\right)^{-0,546}$$

$$K_f = 4,567 \cdot 1565,64^{-0,242} \cdot \left(\frac{8,03 \text{ m}^2}{0,05928 \text{ m}^2}\right)^{0,504} \cdot \left(\frac{0,096 \text{ m}}{0,016 \text{ m}}\right)^{-0,376} \cdot \left(\frac{0,075 \text{ m}}{0,016 \text{ m}}\right)^{-0,546}$$

$$K_f = 2,005$$

Súčiniteľ odporu rebrovaním

$$\zeta = (K_a + N_{tr} \cdot K_f)$$

$$\zeta = (1,564 + 3 \cdot 2,005)$$

$$\zeta = 7,578$$

Pre výpočet straty rebrovaním je nutné zistiť rýchlosť vzduchu za vstupom do výmenníka, pred vstupom do rebrovania. Kanál je v tomto prípade zúžený len hornými a spodnými plechmi zakrývajúcimi rozvodné a zberné potrubia.

$$S_0 = 1,5 \cdot 3 \text{ m} = 4,5 \text{ m}^2$$

... voľný prierez sekcie

$$S_{plech} = 3 \cdot 0,22 \text{ m} + 3 \cdot 0,1 \text{ m} = 0,96 \text{ m}^2$$

...plocha horného a spodného plechu

$$S_{z2} = S_0 - S_{plech} = 4,5 - 0,96$$

$$S_{z2} = 3,54 \text{ m}^2$$

... zúžený prierez kanála



Rýchlost' vzduchu:

$$v_2 = \frac{S_0 v_0}{S_{z2}} = \frac{4,5 \text{ m}^2 \cdot 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{3,54 \text{ m}^2}$$

$$v_2 = 5,08 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

... rýchlost' vzduchu

$$\Delta p_{m3} = \zeta \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho$$

$$\Delta p_{m3} = 7,578 \cdot \frac{(5,08 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2} \cdot 0,8749 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\Delta p_{m3} = 96,9 \text{ Pa}$$

Celková tlaková strata sa rovná súčtu jednotlivých strát

$$\Delta p_{celk} = \Sigma \Delta p_n = \Delta p_t + \Delta p_{m1} + \Delta p_{m2} + \Delta p_{m3}$$

$$\Delta p_{celk} = 34,85 \text{ Pa} + 3,964 \text{ Pa} + 0,971 \text{ Pa} + 96,9 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{celk} = 136,69 \text{ Pa}$$



3.5 Citlivostná analýza

V citlivostnej analýze sú skúmané vybrané výpočtové parametre a ich vplyv na výsledné parametre zariadenia, ako aj ekonomický dopad na návrh zariadenia.

Za prvé bude výpočet aplikovaný pre použitie odpadovej pary, s cieľom ušetriť náklady na kondenzáciu odpadovej pary a náklady na generovanie ostrej pary pre ohrev vzduchu. Tlak odpadovej pary je 1,3 bar(g), 1,2bar(g) a 1,1 bar(g). Pri tomto výpočte bude bilancovaná aj ekonomická stránka návrhu. Pre porovnanie, je vo výpočtových tabuľkách aj pôvodný návrh výmenníka s parou o tlaku 3 bar(g). Výrazným rozdielom pri použití odpadovej pary s nižšími parametrami je nižšia teplota kondenzácie. V pôvodnom návrhu para kondenzuje pri teplote 144°C. V skúmaných alternatívach je teplota kondenzácie pary o cca 20°C nižšia. To výrazne znižuje teplotný spád vo výmenníku a zároveň aj jeho výkon. Menia sa aj ďalšie vstupné parametre pary, viz tabuľka.

Vstupné parametre:

	3 bar (pôvodne)	1,1 bar	1,2 bar	1,3 bar	
Prietok vzduchu	36,00	36,00	36,00	36,00	m ³ /s
Teplota vzduchu na vstupe	65,00	65,00	65,00	65,00	°C
Teplota vzduchu na výstupe	110,00	110,00	110,00	110,00	°C
Tlak pary	3,00	1,10	1,20	1,30	bar (g)
Rýchlosť vzduchu	4,00	4,00	4,00	4,00	m/s
Teplota pary	143,73	122,25	123,72	125,14	°C
Výparné teplo	2 133,04	2 195,80	2 191,65	2 187,62	kJ/kg
Hustota kondenzátu	922,78	941,28	940,08	938,91	kg/m ³
Dynamická viskozita	191,17	227,46	224,56	221,83	μPas
Tepelná vodivosť kondenzátu	0,6821	0,6825	0,6826	0,6828	W/mK

Tabuľka 3 Vstupné parametre výpočtu

Postup výpočtu je analogický k pôvodnému výpočtu v predchádzajúcej časti tejto práce. Vybrané vypočítané hodnoty:

	3 bar (pôvodne)	1,1 bar	1,2 bar	1,3 bar	
Výkon potrebný na ohrev vzduchu	1 511 724,49	1 511 724,49	1 511 724,49	1 511 724,49	W
Logaritmickej teplotný spád	53,09	29,18	30,95	32,63	K
Súčiniteľ prestupu tepla na strane vzduchu	75,66	75,66	75,66	75,66	W/m ² K
Nusseltovo číslo na strane pary	15 597,08	15 190,26	15 221,34	15 250,84	-
Súčiniteľ prestupu tepla na strane pary	9 015,74	8 785,93	8 805,69	8 824,18	W/m ² K
Výpočtová plocha výmenníka	68,88	67,12	67,27	67,42	m ²
Celkový súčiniteľ prestupu tepla	44,92	45,39	45,35	45,31	W/m ² K
Výkon	1 642 432,01	889 140,53	944 288,41	996 573,88	W

Tabuľka 4 Výsledky výpočtu s trúbkami 16x2 mm

Vo výpočte je možné vidieť, že zmena parametrov pary nemá vplyv na súčiniteľ prestupu tepla na strane vzduchu. Ten závisí len na rýchlosti prúdenia vzduchu. Súčiniteľ prestupu tepla na

strane pary je ovplyvnený zmenou hustoty, výparného tepla, dynamickej viskozity a tepelnej vodivosti kondenzátu. Na jeho hodnotách je možné vidieť mierny pokles s klesajúcim tlakom pary. Celkový súčiniteľ prestupu tepla naopak mierne rastie s klesajúcim tlakom pary. Je to spôsobené zmenšením výpočtovej plochy výmenníka. Najväčší vplyv na pokles výkonu zariadenia má zmena kondenzačnej teploty. Tá spôsobila pokles logaritmického teplotného spádu takmer o polovicu, a tým sa najvýraznejšie podieľa na zníženom výkone. Z výsledných hodnôt je možné vyčítať, že pri použití odpadovej pary s nižšími parametrami nie je možné ohriať vzduch na teplotu 110°C. Pri použití odpadovej pary je pre dosiahnutie potrebného výkonu potrebné umiestniť 2 výmenníky za sebou, čo znamená dvojnásobné investičné náklady.

V originálnom návrhu zariadenia je para o tlaku 3 bary generovaná na chod ohrievača a odpadová para z výroby kondenzuje v kondenzátore, na ktorého prevádzku je potrebná chladiaca voda a príkon do čerpadla chladiacej vody. V prípade, že bude odpadová para využitá na ohrev vzduchu, odpadajú náklady na prevádzku týchto zariadení. V ekonomickom výpočte sú stanovené náklady na ročnú prevádzku jednotlivých režimov a úspory, pri využití odpadového tepla. Zjednodušujúce predpoklady v ekonomickom výpočte sú náklady na paru stanovené na 6€ za GJ a predpokladaná prevádzka zariadenia 8000 hodín ročne.

	3 bar (pôvodne)	1,1 bar	1,2 bar	1,3 bar	
Energia za rok	47 302,04	25 607,25	27 195,51	28 701,33	GJ
Prevádzkové náklady	283 812,25	153 643,48	163 173,04	172 207,97	€
Úspora v %	0,00	45,86	42,51	39,32	%

Tabuľka 5 Výpočet prevádzkových nákladov

Výsledné predpokladané úspory pri použití odpadového tepla sú 45,86% v režime s parou o pretlaku 1,1 baru, 42,51% s parou o pretlaku 1,2 baru a 39,32% s parou o pretlaku 1,3 baru. Ohrev vzduchu však nedosahuje 110°C. Pri pare o tlaku 1,1 bar (g) je to 90°C, pri tlaku 1,2 bar (g) je to 91,5°C a pri tlaku 1,3 bar (g) je to 93°C. Je na zvážení prevádzkovateľa zariadenia, či je takýto ohrev pre technológiu sušenia v papierenskom stroji dostatočný. Alternatívou by bolo použitie dvoch výmenníkov za sebou. V takom prípade by sa však investičné náklady zdvojnásobili oproti pôvodnému návrhu, pričom by sa jednalo o dva rovnaké zariadenia.

Ďalším skúmaným parametrom v citlivostnej analýze je veľkosť trubky použitej vo výmenníku. Výmenník bol navrhnutý s trúbkou o rozmeroch 18x2 mm. To znamená vonkajší priemer trubky je 18 milimetrov a hrúbka steny je 2 milimetre. V citlivostnej analýze bude do výpočtového modelu navrhnutá alternatíva s vonkajším priemerom 22 milimetrov a hrúbkou steny 2 milimetre (trubka 22x2 mm).

Vybrané výsledné hodnoty pri použití trubky 22x2 mm:

	3 bar (pôvodne)	1,1 bar	1,2 bar	1,3 bar	
Výkon potrebný na ohrev vzduchu	1 511 724,49	1 511 724,49	1 511 724,49	1 511 724,49	W
Logaritmický teplotný spád	53,09	29,18	30,95	32,63	K
Súčiniteľ prestupu tepla na strane vzduchu	75,66	75,66	75,66	75,66	W/m ² K
Súčiniteľ prestupu tepla na strane pary	9 015,74	8 785,93	8 805,69	8 824,18	W/m ² K
Vnútoraná plocha trúbiek	0,8670	0,8670	0,8670	0,8670	m ²
Výpočtová plocha výmenníka	103,32	100,69	100,91	101,12	m ²
Celkový súčiniteľ prestupu tepla	37,71	38,20	38,16	38,12	W/m ² K
Výkon	2 068 494,90	1 122 545,48	1 191 915,62	1 257 661,65	W

Tabuľka 6 Výsledky výpočtu s použitím trúbiek 22x2 mm

Použitím väčšieho potrubia sa zvýšila plocha na vnútornej strane výmenníka a taktiež výpočtová plocha na vonkajšej strane výmenníka. Kvôli zväčšeniu plochy klesla hodnota celkového súčiniteľa prestupu tepla a naopak, celkový výkon vďaka zväčšeniu výpočtovej plochy narástol.

	3 bar (pôvodne)	1,1 bar	1,2 bar	1,3 bar	
Energia za rok	59 572,65	32 329,31	34 327,17	36 220,66	GJ
Prevádzkové náklady	357 435,92	193 975,86	205 963,02	217 323,93	€
Úspora v %	0,00	45,73	42,38	39,20	%

Tabuľka 7 Výpočet prevádzkových nákladov

Zvýšením výkonu zariadenia narástli aj predpokladané prevádzkové náklady. Predpokladané úspory sa znížili v desatinách percenta.

Posledným skúmaným parametrom v citlivostnej analýze je rýchlosť vzduchu prúdiaceho cez výmenník. Výpočet je aplikovaný na pôvodný návrh výmenníka s parou s tlaku 3 bary (g). Pôvodný návrh počíta s rýchlosťou vzduchu 4 m/s. Analýza skúma rýchlosti vzduchu od 3 do 6 m/s.

	3 bar	3 bar (pôvodne)	3 bar	3 bar	
Rýchlosť vzduchu	3	4	5	6	m/s
Výkon potrebný na ohrev vzduchu	1 133 793,37	1 511 724,49	1 889 655,61	2 267 586,73	W
Súčiniteľ prestupu tepla na strane vzduchu	63,21	75,66	86,98	97,48	W/m ² K
Súčiniteľ prestupu tepla na strane pary	9 015,74	9 015,74	9 015,74	9 015,74	W/m ² K
Celkový súčiniteľ prestupu tepla	34,74	44,92	54,52	63,66	W/m ² K
Výkon	1 520 724,56	1 642 432,01	1 734 152,15	1 806 760,41	kW
Dosiahnutie potrebného výkonu	134,12	108,65	91,77	79,68	%

Tabuľka 8 Výpočet pri rôznych rýchlostiach vzduchu

Od rýchlosti prúdenia vzduchu závisí súčiniteľ prestupu tepla na strane vzduchu. S rastúcou rýchlosťou vzduchu jeho hodnota výrazne narastá. Na druhej strane narastá aj objem vzduchu prúdiaceho výmenníkom. To spôsobuje, že narastá výkon, potrebný na jeho ohrev. Na strane pary ostáva súčiniteľ prestupu tepla nemenný. Výsledný celkový súčiniteľ prestupu tepla a sním aj výkon zariadenia s rastúcou rýchlosťou vzduchu rastú. Porovnanie rýchlosti stúpania výkonu potrebného a výkonu vypočítaného je možné vidieť v poslednom riadku tabuľky. Je možné sledovať, ako výkon potrebný pre ohrev vzduchu rastie so stúpajúcou rýchlosťou vzduchu výrazne rýchlejšie, ako dosahovaný výkon výmenníka. V praxi to znamená, že zvýšením rýchlosti prúdenia vzduchu sa síce zlepšia parametre prestupu tepla na strane vzduchu, avšak výmenníkom bude prúdiť väčší objem vzduchu a jeho doba zdržania sa vo výmenníku bude menšia, preto zariadenie nebude schopné ohriať vzduch na požadovanú teplotu. Tým pádom má zvyšovanie rýchlosti prúdenia vzduchu negatívny vplyv na jeho ohrev.

3.6 Návrh regulácie a ostrojenja parokondenzátneho systému

Súčasťou práce je aj návrh privádzača pary a odvodu kondenzátu. Prívodné parné potrubie má menovitú svetlosť DN125 (Tr 133x4). Výpočtom je potrebné overiť, či je rýchlosť prúdenia pary pri týchto rozmeroch v doporučených hodnotách od 20 do 50 m · s⁻¹.

Výpočet rýchlosti prúdenia:

$$\dot{m} = 0,7167 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

... celková spotreba pary

$$\rho_{para} = 2,17 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

... hustota pary pri 3 bar(g) (x=1)

$$S_{privod} = \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{0,125}{2}\right)^2 = 0,01227 \text{ m}^2$$

... plocha prierezu trubky

$$c = \frac{\dot{m}}{S_{privod} \cdot \rho_{para}} = \frac{0,7167 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}{0,01227 \text{ m}^2 \cdot 2,17 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}} = 26,92 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pri svetlosti potrubia DN125 je rýchlosť pary v prívodnom potrubí 26,92 m · s⁻¹, čo je v rozmedzí doporučených hodnôt.

Pre návrh regulačného ventilu na parnom potrubí je potrebné spočítať prietokový súčiniteľ k_v (m³hod⁻¹). Táto veličina závisí na prietoku potrubím a na tlakovej strate v danej armatúre. V regulačnom ventile je odhadovaná strata cca 0,5 bar, pričom tlak za regulačným ventilom je známy (4 bar (a)). To znamená, že pred regulačným ventilom musí byť tlak 4,5 bar (a). Existuje viacero variant vzorcov pre výpočet prietokového súčiniteľa. Jednotlivé varianty majú menšie odlišnosti. Pri výpočte v tejto práci bol použitý vzorec priamo od výrobcu voleného regulačného ventilu.

Equation 3.21.2

$$\dot{m}_s = 12 K_v P_1 \sqrt{1 - 5.67 (0.42 - x)^2}$$

Where:

\dot{m}_s = Steam mass flowrate (kg/h)

K_v = Valve flow coefficient (m³/h bar)

P_1 = Upstream pressure (bar a)

x = Pressure drop ratio = $\frac{P_1 - P_2}{P_1}$

P_2 = Downstream pressure (bar a)

Obrázok 34 Výpočet prietokového súčiniteľa [20]

Výpočet prietokového súčiniteľa k_v :

$$\dot{m} = 0,7167 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 2580,12 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$p_{in} = 4,5 \text{ bar (a)}$$

... tlak na vstupe do reg. ventilu

$$p_{out} = 4 \text{ bar (a)}$$

... tlak na výstupe z reg. ventilu



$$k_v = \frac{\dot{m}}{12 \cdot p_{in} \cdot (1 - 5,67 \cdot (0,42 - \frac{p_{in} - p_{out}}{p_{in}})^2)}$$

$$k_v = \frac{2580,12 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}}{12 \cdot 4,5 \text{ bar (a)} \cdot (1 - 5,67 \cdot (0,42 - \frac{4,5 \text{ bar (a)} - 4 \text{ bar (a)}}{4,5 \text{ bar (a)}})^2)}$$

$$k_v = 104,09 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Zvolený je regulačný ventil LE43. Jedná sa o prírubový ventil z uhlíkovej ocele. Výpočtom bol určený prietokový súčiniteľ k_v , pomocou ktorého je možné z tabuľky katalógového listu vybrať svetlosť armatúry. Zvolený je regulačný ventil s plným ekvippercentným prietokom s najbližšou hodnotou od vypočítanej hodnoty $104,09 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$. To znamená, že pre reguláciu vstupu pary je zvolený regulačný ventil o svetlosti DN80. Výrobca udáva tlakovú triedu PN16, čo je v súlade s tlakovou triedou v pevnostnom výpočte pre výmenník.

Hodnoty K_v

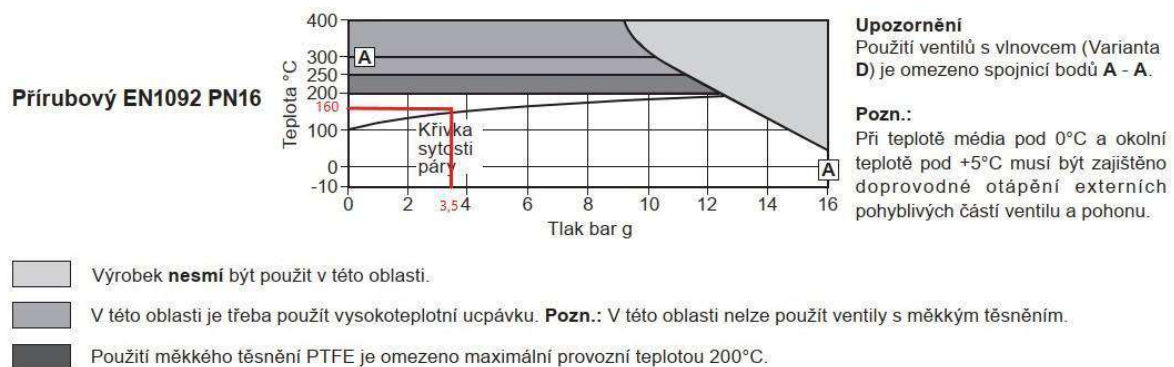
Velikost ventilu		DN15 (½")	DN20 (¾")	DN25 (1")	DN32 (1¼")	DN40 (1½")	DN50 (2")	DN65 (2½")	DN80 (3")	DN100 (4")	
Standard. kuželka/ klec	Plný průtok	Ekviproc.	4.0	6.3	10.0	16.0	25.0	36	63	100	160
		Lineární	4.0	6.3	10.0	16.0	25.0	36	63	100	160
		Rychle otevřací	4.0	6.3	10.0	18.0	28.0	50	85	117	180
	Redukov. průtok 1	Ekviproc.	1.6	4.0	6.3	10.0	16.0	25	36	63	100
		Lineární	1.6	4.0	6.3	10.0	16.0	25	36	63	100
	Redukov. průtok 2	Ekviproc.	1.0	1.6	4.0	6.3	10.0	16	25	36	63
		Lineární	1.0	1.6	4.0	6.3	10.0	16	25	36	63
	Redukov. průtok 3	Ekviproc.	0.4	1.0	1.6	4.0	6.3	10	16	25	36
		Lineární	0.4	1.0	1.6	4.0	6.3	10	16	25	36
	Mikroprůtoky		0.5	0.5	0.5						
			0.2	0.2	0.2						
			0.1	0.1	0.1						
		0.07	0.07	0.07							
		0.01	0.01	0.01							

Obrázok 35 Tabuľka pre výber veľkosti regulačného ventilu podľa hodnoty k_v [21]

Ďalším krokom je kontrola pracovnej oblasti armatúry. Je potrebné overiť, či nebude prekročený maximálny pracovný tlak a maximálna pracovná teplota v armatúre. Do grafu z katalógového listu je vynesenej tlak, vstupujúci do regulačného ventilu 3,5 bar (g). Jeho saturačná teplota je cca 160 °C. To znamená, že v tomto režime nie sú potrebné ďalšie opatrenia a ventil dokáže bezpečne a spoľahlivo pracovať.



Oblast použití - LE43 materiál tělesa uhlíková ocel

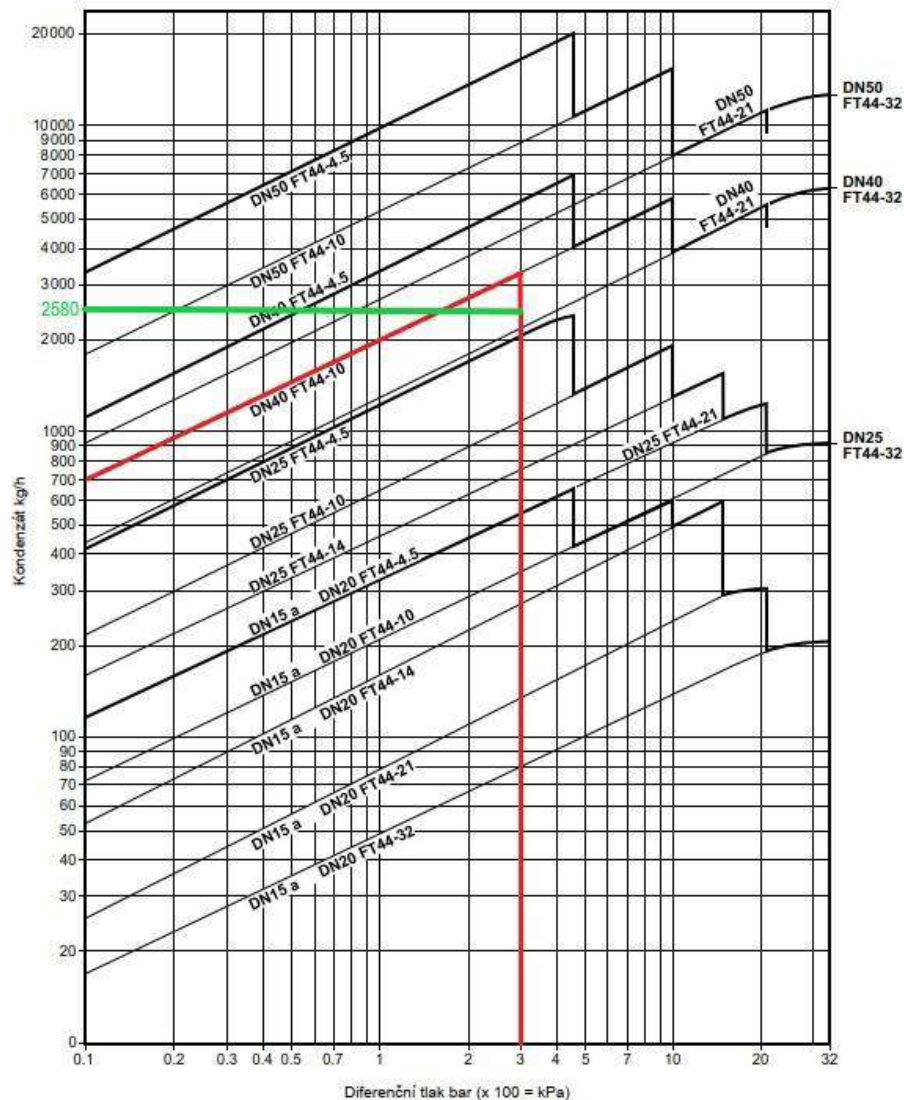


Obrázok 36 Oblast použitia LE43 [21]

Na odvod kondenzátu za výmenníkom je podľa hmotnostného prietoku a rozdielu tlakov volený plavákový odvádzač kondenzátu FT44-10 o menovitej svetlosti DN40, viz tabuľka.



Kapacity



Obrázok 37 Výber rozmeru odvádzача kondenzátu podľa kapacity [22]

Potrubie pre odvod kondenzátu je navrhované podľa rozmeru odvádzача kondenzátu DN40 (Tr 44,5x2,6). Pre vodu platí doporučená rýchlosť prúdenia od 0,5 do 3 m · s⁻¹.

Výpočet rýchlosti prúdenia:

$$\dot{m} = 0,7167 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

... celková spotreba pary

$$\rho_{\text{kond}} = 922,78 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

... hustota kondenzátu (x=0)

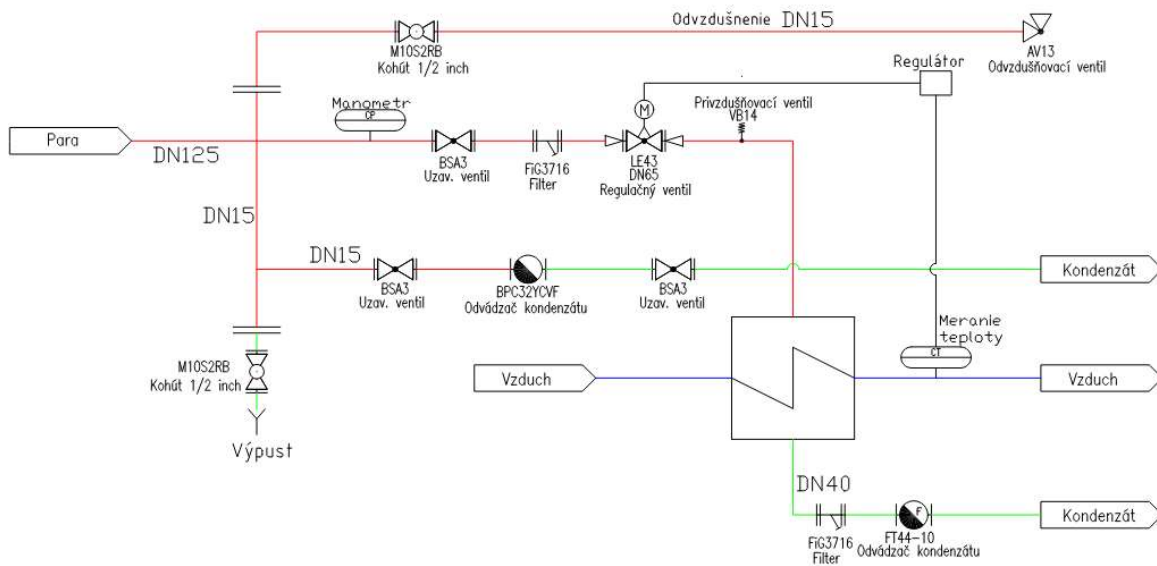
$$S_{\text{odvod}} = \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{0,0393}{2}\right)^2 = 0,001213 \text{ m}^2$$

... plocha prierezu trubky

$$c = \frac{\dot{m}}{S_{\text{odvod}} \cdot \rho_{\text{kond}}} = \frac{0,7167 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}{0,001213 \text{ m}^2 \cdot 922,78 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}} = 0,64 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pri svetlosti potrubia DN40 je rýchlosť pary v odvodnom potrubí 0,64 m · s⁻¹, čo je v rozmedzí doporučených hodnôt. Kondenzátnym potrubím prúdi kvapalina samospádom až do kondenzátnej nádrže.

Regulačný ventil je poháňaný elektromotorom, ktorý je napojený na regulátor, kde je prietok pary regulovaný podľa teploty vzduchu meranej na výstupe z výmenníka. Pre zachytávanie nečistôt a zabezpečenie spoľahlivého chodu sú pred regulačný ventil a pred odvádzáč kondenzátu osadené filtre z tvárnej liatiny FiG3716 s nerezovým sítom, ktorého hrúbka je možné voliť od 0,8 do 3 milimetrov. Ďalej je parokondenzátový systém vybavený privzdušňovacím ventilom VB14 pre zabránenie podtlaku v parnom potrubí a odvádzáčom kondenzátu BPC32YCVF pre odvod kondenzátu tvoriaceho sa v parnom potrubí. Pre odvzdušnenie potrubia pri plnení a vyprázdňovaní je v parnej časti potrubia osadená vetva s odvzdušňovacím ventilom AV 13. V prípade odstávky z dôvodu poruchy alebo údržby je parné potrubie vybavené výpusťou na odstránenie zbytkovej kvapaliny v potrubí. Ďalšími komponentami parokondenzátneho systému sú uzatváracie armatúry a manometer na meranie tlaku.



Obrázok 38 P&ID schéma zapojenia ohrievača vzduchu



Záver

Cieľom práce bolo vypracovať konštrukčný návrh výmenníka tepla pre ohrev vzduchu v papierenskom stroji. V úvode práce je spracovaná rešerš typov výmenníkov tepla a teoretický základ pre výpočet, ktorý sa venuje problematike prestupu tepla, hydraulike a pevnosti. V praktickej časti je návrh výmenníka tepla podľa zadaných parametrov pary a vzduchu. Výpočet bol spracovaný v programe MS Excel s použitím digitálnej knižnice CoolProp pre potrebné parametre pary a vzduchu. Výmenník funguje na princípe kondenzácie pary s vertikálnymi rebrovanými trubkami, kde para vstupuje v hornej časti výmenníka a kondenzát steká samospádom do spodnej časti výmenníka a ďalej zo zariadenia do nádrže kondenzátu. Vzduch prúdi medzi rebromi výmenníka. Prvotný návrh výmenníka je podľa výpočtu predimenzovaný o cca. 8%, čo je vhodná rezerva z dôvodu prevádzkovej straty výkonu výmenníka.

Pri bilancovaní výpočtu v citlivostnej analýze pre použitie odpadnej pary výmenník nedosahuje potrebný výkon pre ohrev vzduchu. Dosahovaný výkon je cca. 58-65% požadovaného výkonu pre ohrev vzduchu, pričom odhadovaná prevádzková úspora je oproti pôvodnej variante cca. 39,46% ročných prevádzkových nákladov. Hlavnou príčinou nízkeho výkonu pri použití odpadnej pary je výrazný pokles teplotného spádu vo výmenníku. Možným riešením by bolo osadenie dvoch výmenníkov sériovo za sebou, čo však môže byť neekonomické z dôvodu zdvojnásobenia investičných nákladov. Okrem parametrov pary je v citlivostnej analýze skúmaný rozmer trubiek a rýchlosť prúdenia vzduchu. Zaujímavý výsledok dosiahol výpočet rýchlosti vzduchu, kde so zvyšujúcou rýchlosťou vzduchu rastie súčiniteľ prestupu tepla na strane vzduchu. Tým sa zlepšuje prestup tepla, avšak rastie aj objem vzduchu, ktorý prúdi výmenníkom a tým rastie výkon potrebný na ohrev vzduchu. Z výpočtu vyplýva, že výkon potrebný na ohrev vzduchu rastie rýchlejšie ako výkon výmenníka, čo znamená, že pri zvýšení rýchlosti vzduchu bude na výstupe zo zariadenia teplota vzduchu nižšia.

V poslednej časti práce je spracovaný návrh časti parokondenzátneho systému pred a za výmenníkom, systém regulácie výkonu, ktoré je možné vidieť graficky v procesnom a inštrumentačnom diagrame. Konštrukciu výmenníka je možné vidieť v Prílohe 2. Výkres výmenníka tepla.



Zoznam použitej literatúry:

- [1] Doc. Ing. Miroslav SAZIMA, CSc., a kolektiv, *Sdílení tepla*, 1993rd vyd. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury.
- [2] Aspen-klima, “Rekuperácia”. [Online]. Available at: <https://aspen-klima.sk/rekuperacia/>
- [3] L&T Howden, “Regenerative Air Pre-Heater”. [Online]. Available at: <https://www.lnthowden.com/product-services/regenerative-air-pre-heater/>
- [4] P. Machovič, “Atómové Bohunice prídu o štyri veže”, *Pravda*, 01. október 2017. [Online]. Available at: <https://ekonomika.pravda.sk/ludia/clanok/443464-atomove-bohunice-pridu-o-styri-veze/>
- [5] T. Dlouhý, “Prednášky - Spalování a kotle”. Ústav energetiky Fakulty strojní ČVUT v Praze.
- [6] T. Dlouhý a M. Dostál, “Prednášky - Tepelné procesy a výměníky tepla”. Ústav procesní a zpracovatelské techniky Fakulty strojní ČVUT v Praze.
- [7] Meyer a kolektiv, “Prognostics Health Management for Advanced Small Modular Reactor Passive Components”. 2013. [Online]. Available at: https://www.researchgate.net/figure/Depiction-of-a-pool-type-Sodium-Fast-Reactor-conversion-A-depiction-of-a-SFR-in-Figure_fig1_260600614
- [8] Trinom s.r.o. Přerov, “Trinom rotační bubny”. [Online]. Available at: <https://www.trinomprerov.cz/en/rotary-drum-coolers>
- [9] Kostech, “Kompletný servis výmenníkov tepla”. 10. október 2013. [Online]. Available at: http://www.kostech.sk/clanok/236/kompletny_servis_vymennikov_tepla.html
- [10] “Energy-Saving-with-Tube-Inserts-for-Heat-Exchangers.jpg (1200×675)”. Cit: 05. november 2023. [Online]. Available at: <https://energyindustryreview.com/wp-content/uploads/2021/10/Energy-Saving-with-Tube-Inserts-for-Heat-Exchangers.jpg>
- [11] R. J. Brogan, “SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGERS”, v *Thermopedia*, Begel House Inc., 2011. doi: 10.1615/AtoZ.s.shell_and_tube_heat_exchangers.
- [12] B. SINGH, “Double pipe Heat exchanger Construction, Working, advantages and disadvantage”, Medium. Cit: 12. máj 2024. [Online]. Available at: <https://medium.com/@Chemicalslearning/double-pipe-heat-exchanger-construction-working-advantages-and-disadvantage-3004954471ff>
- [13] “Steam-Superheater-Coils-in-1.jpg (772×690)”. Cit: 05. november 2023. [Online]. Available at: <https://rakhoh.com/en/wp-content/uploads/2018/04/Steam-Superheater-Coils-in-1.jpg>
- [14] “finbraze-rwd-large.jpg (800×599)”. Cit: 05. november 2023. [Online]. Available at: <https://www.fintube.com/wp-content/uploads/finbraze-rwd-large.jpg>
- [15] U. E. Ltd, “Finned Tube Coil Heat Exchangers”, <https://www.uk-exchangers.com>. Cit: 05. november 2023. [Online]. Available at: <http://www.uk-exchangers.com/heat-exchangers/finned-tube-coil-heat-exchangers/>
- [16] “Chemické inženýrství I (obalka-1)”. Cit: 11. november 2023. [Online]. Available at: http://147.33.74.135/knihy/uid_isbn-978-80-7080-002-7/pages-img/
- [17] G. F. Hewitt, G. L. Shires, a T. R. Bott, *Process heat transfer*. Boca Raton: CRC Press : Begell House, 1994. Cit: 11. november 2023. [Online]. Available at: <http://www.gbv.de/dms/bowker/toc/9780849399183.pdf>
- [18] “Lineární teplotní roztažnost materiálů - Portál pro strojní konstruktéry”. Cit: 19. máj 2024. [Online]. Available at: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/linearni-teplotni-roztaznost-mateialu>
- [19] “Prednášky Pružnost a pevnost I. a II.” Odbor pružnosti a pevnosti Fakulty strojní ČVUT v Praze.
- [20] “Control Valve Sizing For Steam Systems | Spirax Sarco”. Cit: 12. máj 2024. [Online]. Available at: https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/control-hardware-electric-pneumatic-actuation/control-valve-sizing-for-steam-systems?sc_lang=en-GB
- [21] C. Vydání, “Spira-trol™ dvoucestné regulační ventily LE, LF a LL DN15 až DN100 (dle EN norem) LEA, LFA a LLA ½” až 4” (dle ASME norem)”.
- [22] “FT44-TI-S02-14-CS.pdf”.



Zoznam príloh:

Príloha č. 1 Výpočet

Príloha č. 2 Výkres výmenníka tepla