



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

## KONDENZÁTOR PÁRY

CONDENSER

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Filip Juráš

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2017

# Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav  
Student: **Bc. Filip Juráš**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Energetické inženýrství  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.**  
Akademický rok: 2016/17

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

## Kondenzátor páry

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Práce je zaměřena na problematiku vodou chlazených kondenzátorů páry. V rámci pracování budou posouzeny a následně využity výpočtové postupy pro návrh kondenzátorů. V dílčí části práce bude pojednáno o možnostech zvýšení přestupu tepla na straně páry včetně uvážení možného použití hydrofobních povrchů. Práce zahrnuje i experimentální posouzení vlivu povrchové úpravy teplosměnných trubek na chování kapalného filmu.

### **Cíle diplomové práce:**

1. Zpracujte představení vodou chlazených kondenzátorů a věnujte pozornost postupům jejich návrhu.
2. Zpracujte rešerši představující možnosti intenzifikace přestupu tepla na straně páry s využitím hydrofobních a super hydrofobních povrchů.
3. Navrhněte a realizujte experimentální měření na skrápěném trubkovém svazku s cílem posoudit vliv povrchové úpravy trubek na stabilitu kapalného filmu.
4. Pro zadané parametry proveďte projekční návrh vodou chlazeného kondenzátoru, včetně vypracování základní technické dokumentace.

### **Seznam literatury:**

PERLIN, Marc. a Sam. CECCIO. 2015. Mitigation of hydrodynamic resistance: methods to reduce hydrodynamic drag. Michigan, USA: University of Michigan. ISBN 978-98-14612-25-8.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Jiří Pospíšil,  
Ph.D.

ředitel fakulty

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický,  
Ph.D.

děkan fakulty

## **Abstrakt:**

Diplomová práca sa zaoberá vodou chladenými kondenzátormi. Prácu je možné pomyselne rozdeliť do troch častí. Prvá časť práce je vylovene rešeršná. Je v nej predstavený vodou chladený kondenzátor, spolu s hydrofóbnymi povrchmi. Tie boli použité pri zisťovaní vplyvu nezmáčanlivosti povrchov na intenzifikáciu prestupu tepla na strane vodnej pary. Druhá časť práce je teda experimentálna. Zaoberá sa vplyvom hydrofóbných povrchov na prestup tepla v kondenzátoroch. Treťou a zároveň poslednou časťou práce je návrh a výpočet vodou chladeného kondenzátora spolu s patričnou výkresovou dokumentáciou, ktorú je možno nájsť v prílohe práce.

## **Kľúčové slová:**

Tepelný výmenník, vodou chladený kondenzátor, kondenzácia vodnej pary, voda, para, trubkové zväzky, vodné chladenie, hydrofóbné povrchy, hydrofobicita, návrh a výpočet kondenzátora.

## **Abstract:**

The Master's thesis is dealing with water-cooled condensers and is splitted into three main parts. The first section provides general knowledge about condensers and heat exchangers, including the basic information of hydrophobic surfaces. These surfaces were used during verifying the impact of hydrophobicity on the heat exchange in water steam. The second section describes an experimental testing. It shows the difference between hydrophobic and nonhydrophobic surfaces and their impact on the heat exchange. The third and the last part of this thesis is design and calculation of water-cooled condenser. The design of the condenser is supported by drawings placed in attachment.

## **Key words:**

Heat exchanger, water-cooled condenser, steam condensation, water, steam, tube bundles, water cooling, hydrophobic surfaces, hydrophobicity, design and calculation of water-cooled condenser,

## **Bibliografická citácia**

JURÁŠ, F. *Kondenzátor páry*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 76 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D..

## Čestné prehlásenie

Prehlasujem, že som túto bakalársku prácu, *Kondenzátor páry*, vypracoval samostatne pod vedením vedúceho diplomovej práce doc. Ing. Jirí Pospíšil, Ph.D. s využitím zdrojov uvedených v zozname použitých zdrojov a neporušil som pri tom autorské práva (v zmysle zákona č. 121/2000 Sb., o práve autorskom, o právach súvisiacich s právom autorským, v znení neskorších predpisov).

V Brne, dňa: 26.5.2017

.....  
podpis

## Pod'akovanie

Veľmi rád by som chcel poďakovať svojmu vedúcemu diplomovej práce pánovi doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za jeho odborné rady, pomoc v momentoch, kedy som bol sám bezradný a taktiež jeho pripomienky, ktoré mi počas písania tejto práce veľmi pomohli. Srdečná vďaka patrí rovnako aj pánovi Ing. Petrovi Kracíkovi, Ph.D., za jeho asistenciu, rady a čas, ktorý so mnou strávil počas experimentálneho merania a vyhodnocovania nameraných hodnôt. Bez jeho rád by som sa k správnym výsledkom dopracoval s veľkými komplikáciami.

Na záver by som chcel vyjadriť veľkú vďaku mojej rodine, blízkym a taktiež priateľom, ktorí ma či už počas štúdia, alebo pri písaní práce podporovali a hnali dopredu. Chcel by som všetkým, s ktorými som sa počas štúdia alebo pri písaní práce stretol a neboli vyššie menovaní poďakovať, za vedomosti a rady, ktoré som od nich mohol počas štúdia nadobudnúť. Len vďaka vám môžem dnes prezentovať vedomosti nadobudnuté počas štúdia. Ďakujem.

## Obsah

<b>Úvod .....</b>	<b>10</b>
<b>I. TEORETICKÁ ČASŤ.....</b>	<b>11</b>
<b>1 Predstavenie kondenzátorov .....</b>	<b>12</b>
1.1 Princíp práce.....	14
1.2 Rankine – Clausiusov cyklus .....	14
<b>2 Rozdelenie kondenzátorov .....</b>	<b>17</b>
2.1 Podľa spôsobu kondenzácie .....	18
2.1.1 Zmiešavacia kondenzácia .....	18
2.1.2 Povrchová kondenzácia .....	19
2.2 Podľa typu chladiaceho média .....	20
2.2.1 Vežová voda.....	20
2.2.2 Riečna alebo jazerná voda.....	21
2.2.3 Morská a brakická voda.....	22
2.3 Podľa počtu vodných ťahov.....	23
2.4 Podľa orientácie výstupného hrdla turbíny.....	24
<b>3 Kondenzácia .....</b>	<b>26</b>
3.1 Typy kondenzácie .....	26
3.1.1 Membránová kondenzácia .....	26
3.1.2 Kvapková kondenzácia .....	27
3.1.3 Homogénna kondenzácia .....	27
3.1.4 Kondenzácia priamym kontaktom.....	28
3.1.5 Kondenzácia nemiešateľných kvapalín.....	28
<b>4 Hlavné časti vodou chladených kondenzátorov .....</b>	<b>29</b>
4.1 Plášť kondenzátorov.....	31
4.2 Trubkové zväzky .....	32
4.3 Usporiadanie trubiek.....	34
4.4 Čistenie kondenzátorov.....	35
<b>5 Hydrofóbne povrchy .....</b>	<b>38</b>
5.1 Vplyv fázového rozhrania na termodynamiku zmáčania .....	38
5.2 Interakcie medzi fázami.....	38
5.3 Youngova rovnica .....	39
5.4 Uhol zmáčania .....	39



5.5	Hysterézia kontaktného uhla .....	40
5.6	Drsnosť a zmáčanie povrchu .....	41
5.7	Porézne materiály a ich vplyv na zmáčanie.....	41
5.8	Základné typy „super“ povrchov .....	42
5.8.1	Štruktúra superhydrofóbných povrchov .....	42
<b>II.</b>	<b>PRAKTICKÁ ČASŤ .....</b>	<b>44</b>
<b>6</b>	<b>Experimentálne meranie povrchov .....</b>	<b>45</b>
6.1	Koncepcia atmosférického standu .....	46
6.1.1	Použitá meracia technika .....	48
6.2	Vzťahy použité pri výpočte prestupu tepla .....	48
6.3	Priebeh experimentálneho merania .....	51
6.4	Vyhodnotenie experimentálneho merania .....	53
6.5	Vyhodnotenie experimentálnej časti – termovízia .....	56
<b>7</b>	<b>Návrh a výpočet kondenzátora .....</b>	<b>60</b>
<b>8</b>	<b>Záver .....</b>	<b>68</b>
	<b>Zoznam použitej literatúry .....</b>	<b>71</b>
	<b>Zoznam použitých skratiek a symbolov.....</b>	<b>74</b>

## Úvod

Prvý kondenzátor bol zostrojený už v 18. storočí Jamesom Wattom, ktorý sa s jeho použitím snažil o zvýšenie účinnosti parného stroja. Od tejto doby prešiel nielen parný stroj, ale hlavne kondenzátor výraznými zmenami a úpravami. V dnešnej dobe je kondenzátor jednou z hlavných a nevyhnutných súčastí tepelných cyklov v elektrárnach, nakoľko bez kondenzátorov by bola para z turbíny vypúšťaná preč. Tým by nedochádzalo len k stratám energie v podobe odchádzajúcej pary von zo sústavy, ale hlavne by dochádzalo k strate čistej napájacej vody, ktorá by vznikla po skondenzovaní vodnej pary. Z toho vyplýva, že hlavnou úlohou kondenzátorov je ochladzovanie pary vychádzajúcej z turbíny. Takto dochádza k výraznému zvýšeniu celkovej účinnosti obehu v elektrárnach a vracaniu napájacej vody do sústavy. Podrobnejší popis princípu práce kondenzátorov spolu s popisom jeho funkcie v Rankine – Clausiovom cykle, ktorého neoddeliteľnou súčasťou kondenzátor rozhodne je, sa nachádza v prvej kapitole práce.

Druhá kapitola pojednáva o základnom rozdelení kondenzátorov podľa toho či sa jedná o vzduchom alebo vodou chladené zariadenia, aký typ chladiaceho média sa v nich najčastejšie používa a prečo. Je dôležité podotknúť, že sa skutočne jedná len o základné rozdelenie, nakoľko kondenzátory je možné deliť podľa mnohých kritérií.

V tretej časti sú predstavené najzákladnejšie typy kondenzácie, hlavne tie, ktoré sa mohli alebo sa vyskytli pri experimentálnom meraní. Štvrtá kapitola je voľným pokračovaním prvej. Sú v nej podrobnejšie vysvetlené časti kondenzátorov a na konci kapitoly je popísané ich čistenie.

Piata a zároveň posledná kapitola teoretickej časti pojednáva o hydrofóbných a superhydrofóbných povrchoch, ich príčine vzniku, výskyte a možnom použití. Na hydrofóbne upravené povrchy bola zameraná aj praktická časť, ktorá začína kapitolou č. 6.

Praktická časť sa skladá z dvoch kapitol. V prvej je popísaný priebeh a vyhodnotenie experimentálneho testovania povrchov medených trubiek, ktoré mali odlišné vlastnosti. Boli testované čisté hladké trubky, medené trubky s povrchovou úpravou, potom to boli pieskované trubky a ešte jedny pieskované trubky ale upravené hydrofóbnym povlakom. V druhej kapitole praktickej časti je popísaný projekčný návrh a výpočet vodou chladeného kondenzátora, ktorý je zakončený patričnou výkresovou dokumentáciou nachádzajúcou sa v prílohe.

## **I. TEORETICKÁ ČASŤ**

# 1 Predstavenie kondenzátorov

Kondenzátory patria medzi najväčšie a najdôležitejšie tepelné výmenníky používané v tepelných zariadeniach. Jedná sa o technické zariadenia slúžiace na sprostredkovanie prestupu tepla. Najčastejšie medzi dvomi, v zriedkavých prípadoch medzi viacerými látkami. Výmenníkom sa chápe každé zariadenie, v ktorom dochádza k prestupu tepla. Používajú sa na ohrev pracovnej látky (napr. kotlové výmenníky, ohrievače napájacej vody alebo vzduchu), chladenie pracovnej látky (napr. chladič oleja, kondenzátu, odľahu a pod.) a na kondenzáciu či výrobu pary. Podľa použitia a určenia sú výmenníky tepla pomenované rôznymi názvami (napr. ohrievač, kondenzátor, výparník, a pod.).

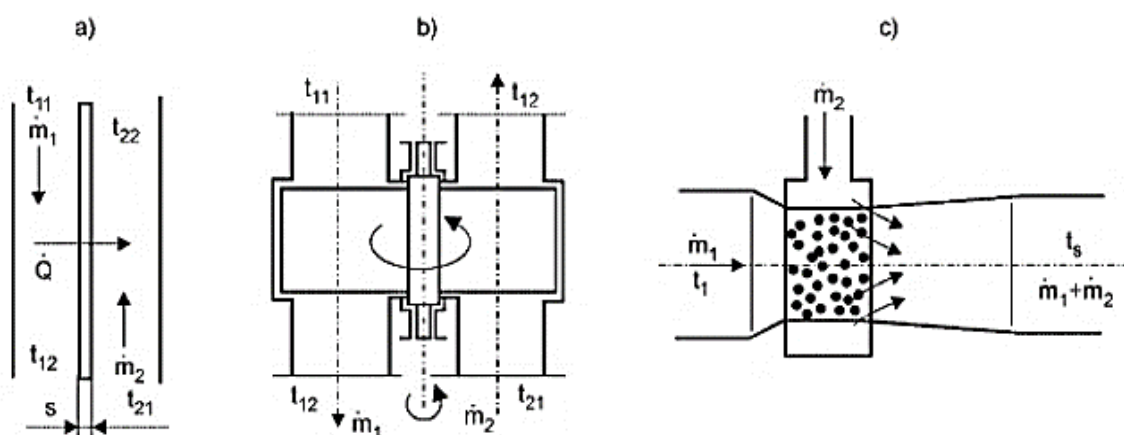
Výmenníky tepla je možné rozdeliť podľa mnohých kritérií. Jedno z najdôležitejších rozdelení je podľa spôsobu prenosu tepla na:

- kontaktné (zmiešavacie)
- rekuperačné (povrchové)
- regeneračné.

Spoznávacím znakom pri rekuperačných výmenníkoch je, že pri nich nedochádza k zmiešavaniu teplovýmenných látok. Je to vďaka pevnej stene tvorenej teplovýmenným povrchom, cez ktorý dochádza k prestupu tepla.

U Regeneračných výmenníkov, je prestup tepla sprostredkovaný pomocou teplonosnej plochy. Tento princíp sa využíva hlavne vo vzduchotechnike. Teplonosná plocha sa striedavo zohrieva a ochladzuje, čím dochádza k akumulácii tepla z teplejšej látky. Vďaka otáčavému pohybu teplonosnej plochy dochádza k odovzdávaniu naakumulovaného tepla chladnejšej látke.

U kontaktných alebo zmiešavacích výmenníkov je prestup tepla zabezpečovaný pri bezprostrednom styku teplovýmenných látok, vďaka čomu sa vytvára zmes so zmenenými parametrami teploty, ale aj hustoty, tlaku a pod.

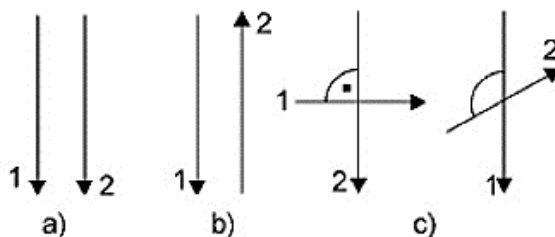


Obr. 1 Prúdenie vo výmenníkoch:

a) súprúdne prúdenie; b) protiprúdne prúdenie; c) krížové (pričné) prúdenie [5]

Ďalšie delenie výmenníkov je podľa smeru a zmyslu prúdenia médií na:

- a) súprúdne – smery osí prúdu ohrievaného a ohrievacieho média sú rovnobežné a vektory rýchlostí majú rovnaký smer
- b) protiprúdne – smery prúdov sú rovnobežné a majú opačný zmysel prúdenia
- c) krížové (priečne) – osi prúdov sú mimobežné a v kolmom priemete spolu zvierajú uhol



Obr. 2 Typy výmenníkov:

a) rekuperačný výmenník; b) regeneračný výmenník; c) kontaktný (zmiešavací) výmenník [5]

Rozdiel medzi súprúdnym a protiprúdnym výmenníkom je v smere prúdenia pracovných médií a vo veľkosti povrchu. Pri rovnakom tepelnom výkone majú protiprúdne výmenníky oveľa menšie povrchy. Vo výmenníkoch dochádza buď k ohrevu, alebo ochladzovaniu pracovnej látky. Z tohto pohľadu sa kondenzátory zaraďujú medzi chladiče. Ich hlavnou funkciou je teda ochladzovanie pracovnej látky.

Výber vhodného kondenzátora je mimoriadne dôležitý, pretože pri nesprávne zvolenom kondenzátore by mohlo dôjsť k zníženiu účinnosti a tým aj celkovej spoľahlivosti chladiaceho obehu. Podľa použitia chladiacej látky sa rozdeľujú na dva základné typy:

- a) vzduchom chladené kondenzátory
- b) vodou chladené kondenzátory

Vzduchom chladené kondenzátory majú veľmi široké uplatnenie. Ochladzovanie látky je pri nich zabezpečované ventilátorom, ktorý ťahá vzduch cez lamelovú plochu. Nevýhodami sú hluk a otrasy vznikajúce pri práci ventilátora.

U povrchových kondenzátorov chladených kvapalinou sa využívajú buď trubkové, alebo vysoko účinné doskové výmenníky. Ako chladiace médium sa používa voda, prípadne nemrznúca zmes. Chladenie a jednotlivé typy kondenzátorov budú vysvetlené v ďalších častiach práce.

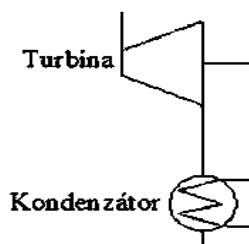
Tlak je v kondenzátoroch udržiavaný za pomoci vývev na hodnote nižšej, ako je hodnota atmosférického tlaku. Vďaka tomu môže para vykonávať vyššiu mernú prácu než v prípade normálneho atmosférického tlaku. Vďaka tomu dochádza k zvyšovaniu účinnosti celého entalpického cyklu a zároveň tak rastie aj celkový entalpický spád na turbíne [1],[2],[3],[4],[5],[6].

## 1.1 Princíp práce

Hlavnou funkciou kondenzátorov je kondenzácia emisnej pary prúdiacej z turbíny. Princíp práce spočíva v odobraní tepla nasýteným vodným parám vystupujúcich z turbíny. Kondenzácia prebieha na teplovýmenných trubkách, ktoré sú zoskupené do zväzkov tak, aby dochádzalo k rovnomernému rozdeleniu pary a tá sa tak dostala ku každej trubke.

Na trubkách dochádza k prestupu tepla medzi parou a chladiacim médiom, čím sa mení skupenstvo vodnej pary. Na trubkách kondenzátora vznikajú malé kvapky vody, ktoré po nich za pomoci gravitácie stekajú. Zhromažďujú sa v najnižšom mieste kondenzátora nazývanom zberač kondenzátu. Nazbieraný kondenzát je odvádzaný kondenzačnými čerpadlami späť do zásobníka vody a opätovne použitý v obehovej sústave.

Najčastejšie sa Kondenzátory využívajú v energetických zariadeniach. Môžeme ich však nájsť aj vo farmaceutickom, potravinárskom a chemickom priemysle. Štandardne sa navrhuje pre danú turbínu, za ktorou bude priamo umiestnený (viď schematický náčrt na obr. 3).



Obr. 3 Výsek z R – C cyklu [7]

Je pravda, že kondenzátor patrí medzi základné a najdôležitejšie prvky tepelného Rankine – Clausiovho obehu (ďalej R – C obehu) v elektrárnach, ale dochádza v ňom k vzniku najväčších tepelných strát v celom R – C cykle, ktorému je venovaná ďalšia kapitola.

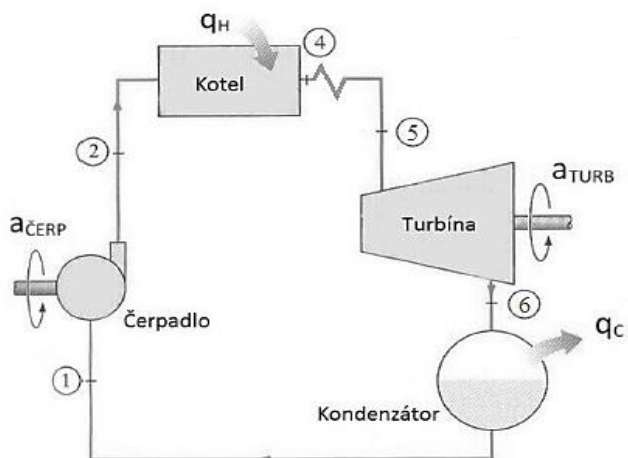
Reálnym príkladom tepelných strát je jadrová elektráreň Temelín, kde je tepelný výkon jedného bloku 3000 MW. Elektrický výkon tohto bloku je 1000 MWe. Za pomoci kondenzátoru a chladiacich veží dochádza ku strate tepelnej energie o veľkosti až 2000 MW. Tomuto odvedenému teplu odpovedá plocha pod čiarou v Rankine – Clausiovom cykle 6 – 1 (obr. 4). Z uvedeného vyplýva, že ak znížime teplotu v kondenzátore, tak dôjde k zvýšeniu entalpického spádu na turbíne (čiara 5 – 6), čím dochádza ku generovaniu väčšieho množstva práce [7],[8].

## 1.2 Rankine – Clausiusov cyklus

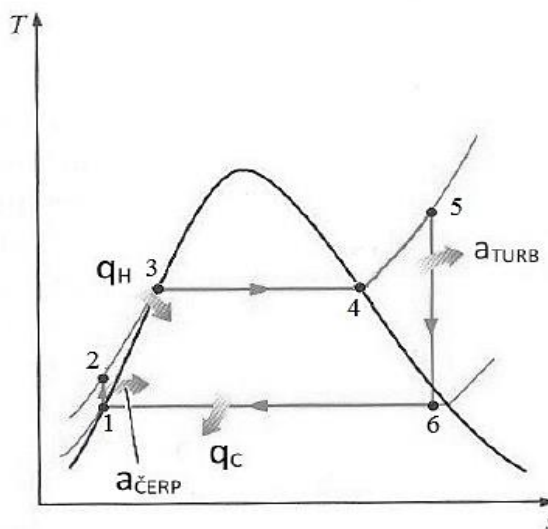
R – C cyklus je základným obehom všetkých tepelných elektrární po celom svete. Jedná sa o teoretický uzatvorený a kontinuálne sa opakujúci tepelný obeh, v ktorom sa využíva zmena skupenstva pracovnej látky – vody. Dodané teplo sa mení na mechanickú prácu. Proces premeny energie počas cyklu prebieha v 4 základných častiach: turbíne, kondenzátore, napájacom čerpadle a parnom kotle.

Ideálny R – C cyklus sa skladá z nasledujúcich fáz:

- 1 – 2 Izoentropické stlačenie kvapaliny v napájacom čerpadle
- 2 – 3 Ohrev v ohrievači vody do stavu sýtosti (var)
- 3 – 4 Izobaricko – izotermická premena sýtej vody na sýtu paru vo výparníku (vyparovanie)
- 4 – 5 Izobarické prehrievanie pary na vyššiu teplotu v prehrievači pary
- 5 – 6 Izoentropická expanzia v turbíne
- 6 – 1 Izobarické odvádzanie tepla v kondenzátore



Všetkých šesť zmiených fáz je spolu s príslušným číselným označením znázornené na obr. 4. V hornej časti obr. 4 je schematicky nakreslený okruh s jednotlivými komponentami a v dolnej časti sa nachádza T-s diagram, v ktorom je zakreslený priebeh R – C cyklu.



Obr. 4 Schéma a T-s diagram R – C cyklu, (prevzaté a upravené) [9]

Cyklus začína pri napájacom čerpadle v bode 1, kde je pracovná látka (voda) s jeho pomocou izoentropicky stlačovaná. Čerpadlo koná prácu označovanú ako  $a_{\text{ČERP}}$ . Voda sa vplyvom stlačovania mierne zohrieva, čo možno vidieť v T-s diagrame na obr. 4 – dole (vzdialenosť medzi bodmi 1 a 2 je pre prehľadnosť zväčšená).

Stlačená kvapalina (bod 2) vstupuje do kotla. Kotel je tvorený tromi časťami. Prvá časť sa nazýva ohrievač. V ňom dochádza k zvyšovaniu teploty vody až do stavu sýtosti – varu (bod 3). Z ohrievača putuje sýta kvapalina do ďalšej časti kotla – výparníku. V ňom dochádza k jej izobaricko – izotermickej premene – vyparovaniu, počas čoho dochádza k premene na sýtu paru (bod 4). V prehrievači sa sýta para izobaricky zohrieva na ešte vyššiu teplotu a ako prehriata para (bod 5) opúšťa kotel. V kotle je vode dodávané teplo  $q_H$ , zdrojom ktorého môže byť horenie paliva alebo jadrová reakcia.

Prehriata para (bod 5) vstupuje do turbíny. V nej dochádza v ideálnom prípade k izoentropickej expanzii a vykonávaniu práce roztáčaním turbíny ( $a_{\text{TURB}}$ ). Tá je hriadeľom spojená s generátorom. Tlak a teplota pary počas procesu klesne až na stav v bode 4, v ktorom para prechádza do kondenzátora. V tomto stave sa už väčšinou jedná o sýtu alebo mokrú kvapalinu.

V kondenzátore para nakoniec izobaricko – izotermicky kondenzuje a dochádza k odovzdávaniu tepla  $q_C$  chladiacemu médiu. Ako chladiace médium sa v prípade elektrární používa morská alebo riečna voda, prípadne sa voda ochladzuje v chladiacich vežiach. Z kondenzátora odchádza sýta kvapalina (bod 1), čím dochádza k ukončeniu Rankine – Clausiovho cyklu [6],[7],[8],[9].

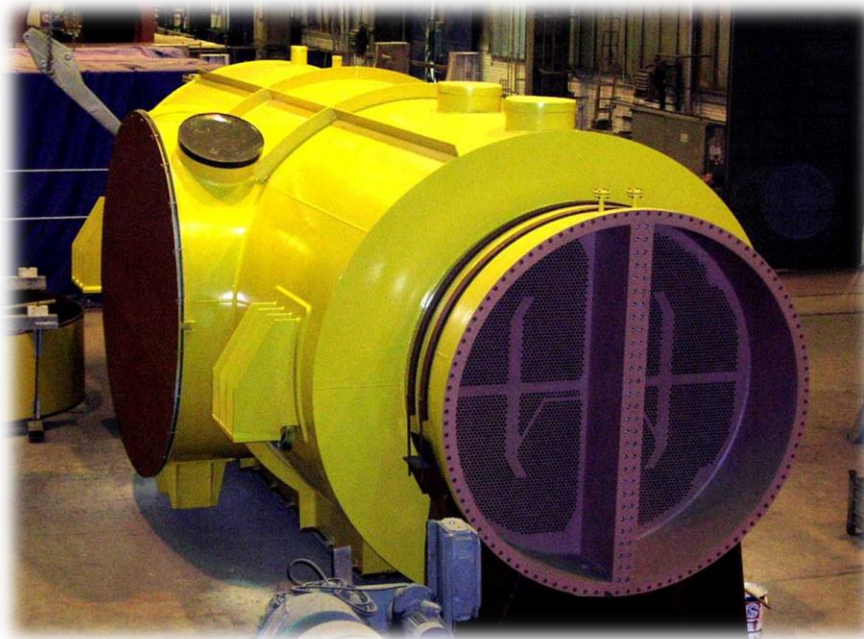


## 2 Rozdelenie kondenzátorov

Ako už bolo spomenuté skôr, kondenzátory sú špeciálne druhy tepelných výmenníkov, v ktorých dochádza k chladeniu a následnej kondenzácii vodných par na kvapalinu. Rozdeľujú sa podľa viacerých kritérií. Základné rozdelenie je podľa spôsobu chladenia na: vzduchom chladené kondenzátory (viď obr. 5) a vodou chladené kondenzátory (viď obr. 6), na ktoré je práca primárne zameriavaná [7].



Obr. 5 Vzduchom chladený kondenzátor [7]



Obr. 6 Vodou chladený kondenzátor [12]

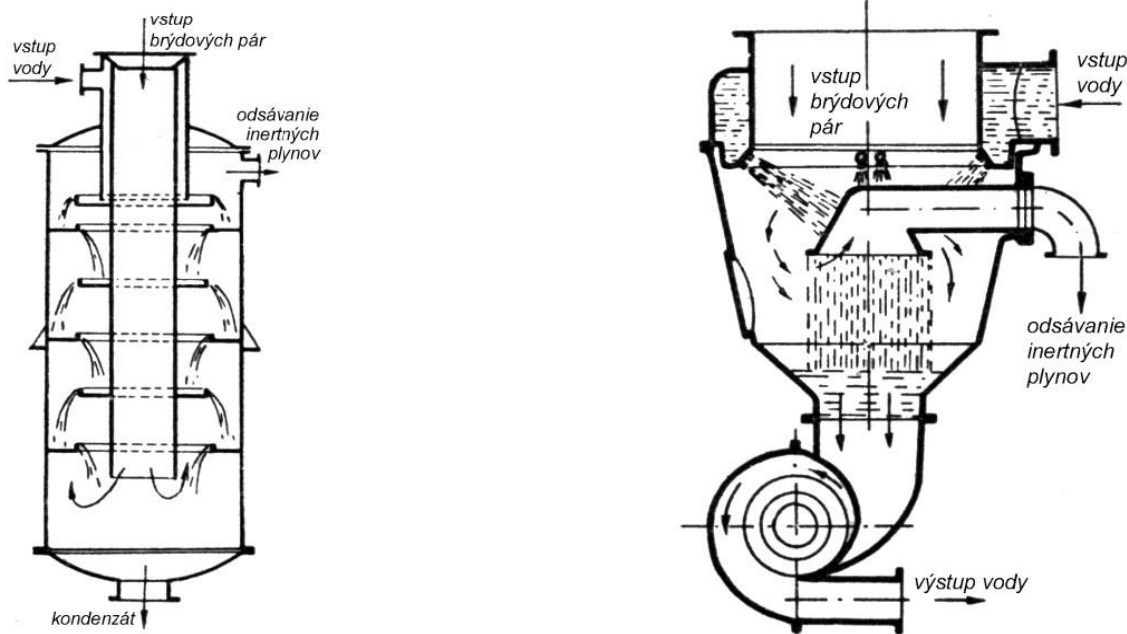
## 2.1 Podľa spôsobu kondenzácie

Podľa spôsobu kondenzácie sa kondenzátory rozdeľujú na:

- Zmiešavacie
- Povrchové
  - Prietokové
  - Obehové

### 2.1.1 Zmiešavacia kondenzácia

Uskutočňuje sa vstrekaním chladiacej vody priamo do pary vystupujúcej z turbíny, čím dochádza k ich miešaniu. Jedná sa o kombináciu konvektívneho a zmiešavacieho chladenia. Hlavnou výhodou zmiešavacej kondenzácie je jej jednoduchosť a nenáročnosť na ďalšie technické zariadenia. Na druhej strane jeho veľkou nevýhodou je strata kondenzátu kvôli teplu odobratého vstriknutou vodou. Vzniknutá zmes chladiacej vody a kondenzátu sa musí odčerpávať, inak by došlo k zaliatiu kondenzátora. Pred ďalším použitím je potrebné kondenzát opätovne vyčistiť v opačnom prípade je vypúšťaný s odvodom chladiacej vody do okolitého prostredia. Kvôli tomu je potrebné neustále doplňovať a chemicky upravovať chladiacu vodu. Opätovné čistenie resp. príprava nekontaminovanej vody je značne ekonomicky a energeticky nákladné, takže nie príliš výhodné.



Obr. 7 Príklad protiprúdneho a súprúdneho zmiešavacieho kondenzátora [13]

Vážny problém pri zmiešavacej kondenzácii nastáva u vysokotlakových parných generátorov, u ktorých je požadovaná vysoká kvalita a čistota pary, resp. napájacej vody. V prípade, že v sústave dôjde k zníženiu množstva kondenzátu s požadovanými vlastnosťami,

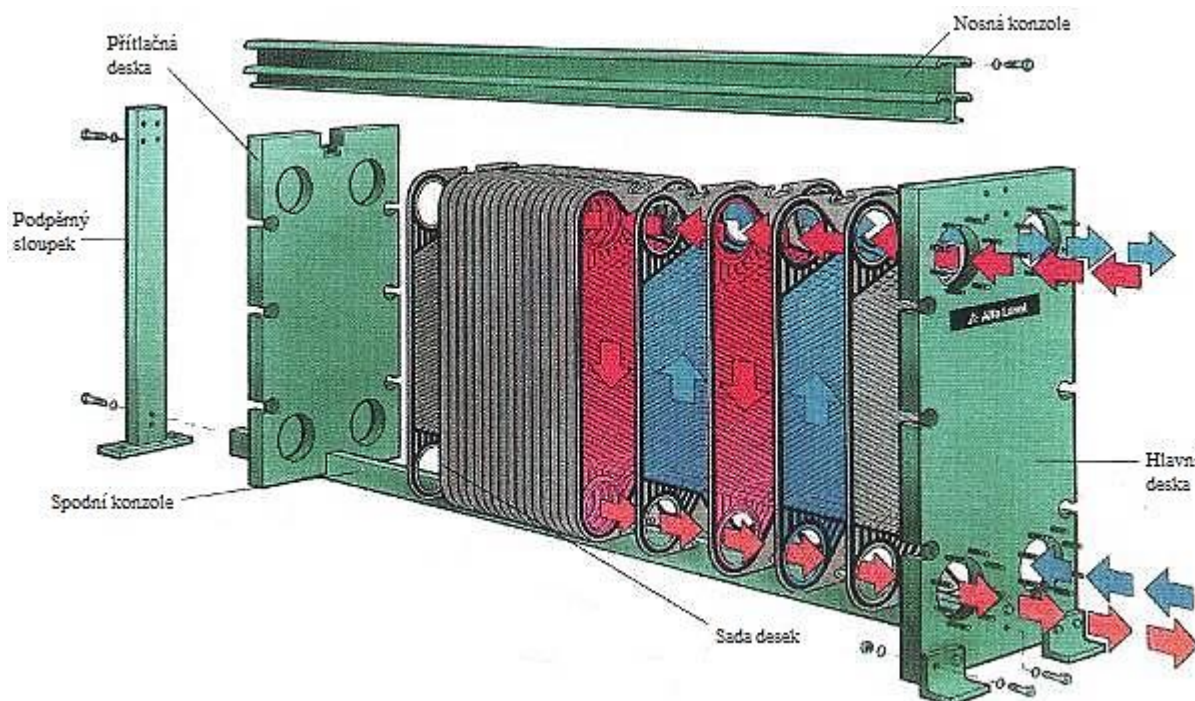
je potrebné ho nahradiť novou, chemicky upravenou napájacou vodou. Čo je, ako už bolo spomenuté vyššie, veľmi zložitý a ekonomicky nákladný proces.

Kvôli spomenutým náročným procesom, ktoré súvisia so zmiešavacou kondenzáciou, nie je nijak zvlášť výhodné ju používať vo veľkých energetických zariadeniach. Vhodnejšie je použitie v menších jednotkách alebo pri nízkotlakových turbínach, ktoré môžu byť poháňané aj znečistenou parou [7],[8],[13],[14].

## 2.1.2 Povrchová kondenzácia

Tento spôsob patrí medzi najčastejšie používané kondenzácie vo väčšine kondenzačných elektrárňach a teplárňach. Pri povrchovej kondenzácii sa používa rekuperačný výmenník tepla (médiá sú od seba oddelené pevnou nepriepustnou stenou, tj. k priamemu kontaktu médií nedochádza). Podľa princípu oddelenia oboch látok delíme povrchové kondenzátory na trubkové a doskové.

U doskových kondenzátorov vznikajú medzi jednotlivými doskami oddelené kanály, ktorými preteká ohriata aj ochladzujúca voda. Každá doska je obtekaná primárnym médiom – ohriatou vodou z jednej strany a sekundárnym zo strany druhej. K prestupu tepla dochádza cez steny dosky (obr. 8).

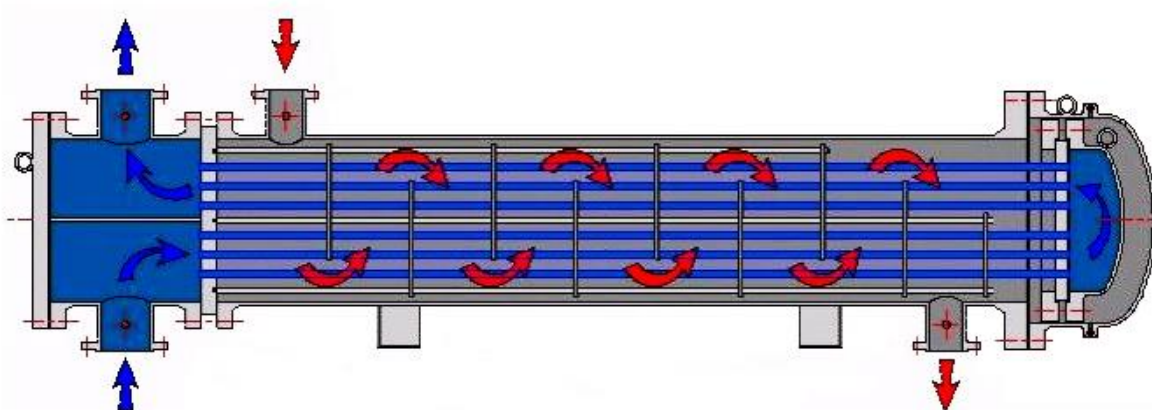


Obr. 8 Doskový kondenzátor (prevzaté a upravené) [15]

Medzi najčastejšie používané kondenzátory patria kondenzátory trubkové (obr. 9). Aj pri nich platí, že chladiaca voda preteká buď vnútri trubiek, alebo je zavádzaná do medzitrubkového priestoru. Častejšie je využívaný prvý menovaný spôsob, na ktorý je cieľená aj táto práca.

Trubky vo vnútri kondenzátora sú priame a usporiadané do trubkových zväzkov. Tie sú na svojich koncoch upevnené do trubkovníc. Na strane chladiacej vody je dôležitým faktorom kvalita jej úpravy. Z dôvodu zanášania teplovýmenných povrchov usadeninami a nečistotami je lepšie, ak chladiaca voda preteká vnútrom trubiek. Je to hlavne z dôvodu ich čistenia, ktoré je v tomto prípade jednoduchšie. Zdrojom chladiacej vody môže byť buď uzavretý chladiaci okruh, v ktorom býva chladiaca voda čistejšia, alebo otvorený chladiaci okruh. V otvorených chladiacich okruhoch býva kvalita chladiacej vody významne horšia. Kvôli tomu by mala sústava disponovať tzv. systémom kontinuálneho čistenia trubiek, ktorý bude podrobnejšie popísaný v nasledujúcej kapitole.

Vonkajší povrch trubiek je obtekaný parou vystupujúcou z turbíny. Na povrchu trubiek sa vytvára kondenzát, ktorý steká do najnižšieho miesta kondenzátora, odkiaľ je, za pomoci kondenzačných čerpadiel, kontinuálne odvádzaný do napájacej nádrže [8],[13],[14].



Obr. 9 Trubkový kondenzátor (prevzaté a upravené) [16]

## 2.2 Podľa typu chladiaceho média

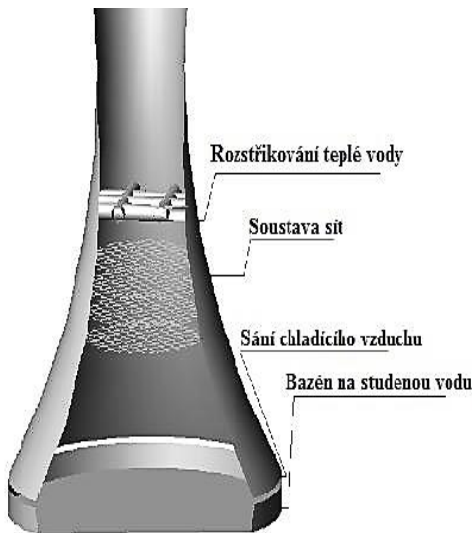
Podľa typu chladiaceho média delíme ochladzovaciu vodu na: vežovú, riečnu alebo jazernú, morskú a brakickú. Zdrojom chladiacej vody môže byť uzatvorený okruh s chladiacimi vežami alebo otvorený okruh, pri ktorom sa ako chladiace médium využíva voda z jazier, či riek a v prípade elektrární na pobreží sa používa aj morská voda.

### 2.2.1 Vežová voda

Jedná sa o chladiacu vodu, ktorá cirkuluje v uzatvorenom obehu medzi kondenzátorom a chladiacimi vežami (obr. 10 a obr. 11). V chladiacich vežach hyperbolického tvaru sa využíva komínového efektu – teplý vzduch stúpa komínom a zo spodku dochádza k prisávaniu studeného vzduchu. Ohriata voda je za pomoci trysiek rozstrekovaná na vnútornú roštovú výplň alebo sústavu sít, ktoré ešte viac rozbíjajú vzniknuté kvapky. Vďaka tomu dochádza k odparovaniu vody. Neodparený zbytok je pri stekaní do zbernej nádrže pod vežou

ochladzovaný prúdiacim vzduchom. Nazbieraná voda pod vežami je cirkulačnými čerpadlami čerpaná naspäť do kondenzátora.

Chladiace veže majú viaceré nevýhod. Tou najzásadnejšou je potreba čistenia vody, aby sa predchádzalo prípadnému zanášanju potrubných sietí. Vďaka čisteniu však nemusia byť kladené veľké nároky na materiál, z ktorého sú vyrobené teplotnosné trubky kondenzátora. Väčším problémom je potreba neustáleho dopĺňania vody z dôvodu jej odparovania a značný rozdiel medzi účinnosťami chladenia v letných a zimných mesiacoch [13].



Obr. 10 Rez chladiacou vežou [17]



Obr. 11 Chladiace veže Temelín [18]

### 2.2.2 Riečna alebo jazerná voda

Používa sa v otvorených chladiacich sústavách. V nich je chladiaca voda kontinuálne privádzaná kanálom alebo veľkoobjemovým privádzacím potrubím priamo ku kondenzátoru. Pri používaní tohto druhu chladenia musí byť v blízkosti zariadenia zdroj s dostatočnou zásobou vody. V Európe to sú hlavne veľké rieky ako Dunaj, Labe, Visla a pod.. V Severnej Amerike sa k chladeniu významne využíva potenciál Veľkých jazier na hranici medzi Kanadou a USA, prípadne rieky ako Tennessee, Colorado a pod..

Objemové množstvo privádzanej chladiacej vody závisí v prvom rade na rozdieloch teplôt na vstupe a výstupe do a z kondenzátora. Tento rozdiel nemôže byť veľký a pohybuje sa v rozmedzí 5 °C z dôvodu zníženia nasýtenosti vody kyslíkom. Účinnosť chladenia sa odvíja nielen od teploty vody, ale aj od jej prietoku v riekach. Na obr. 12 je náčrt privodu resp. odvodu vody z resp. do rieky Volhy.

Čistenie vody sa pri prietokovom chladení vykonáva len za pomoci rôznych česiel a sietí. V zriedkavých prípadoch sa musí ku kondenzátoru pripájať systém kontinuálneho čistenia. Najčastejšie používaným materiálom trubiek je nerezová oceľ. Menej často sa používajú klasické ocele prípadne zliatiny medi a niklu. Vodné komory sú ošetrované epoxidovými nátermi alebo sa trúbkovnice obkladajú nerezovou oceľou [13].



Obr. 12 Prívod a odvod chladiacej vody z a do rieky Volhy; Balakovská jadrová elektrárň [13]

### 2.2.3 Morská a brakická voda

Pobrežné vody sa používajú rovnako ako vody riečne v otvorenom chladiacom okruhu. V nich je za pomoci čerpadiel rozvádzaná morská alebo brakická voda cez teplovýmenné trúbky kondenzátora.

Voda je čerpaná buď priamo z otvoreného mora, alebo je privádzaná pomocou prívodného kanála, ktorý väčšinou tvorí aj ochrannú hrázu elektrárne pred morským príbojom (viď obr. 13). Rozdiel teplôt privádzanej chladiacej vody na vstupe a výstupe z kondenzátora býva približne 5 °C, avšak jej najväčšie ohriatie dosahuje maximálne 10 °C.

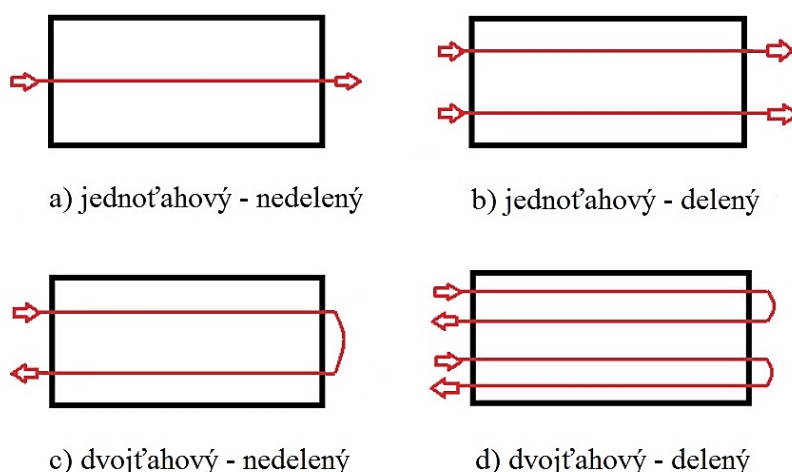
Hlavnou výhodou pri chladení morskou vodou je jej teplota, ktorá sa počas celého roka výrazne nemení a taktiež jej množstvo. Voda, ktorá je privádzaná do kondenzátora, sa čistí len pomocou sústavy česiel pri nasávaní. Preto sa kondenzátor vo väčšine prípadoch dopĺňa systémom kontinuálneho čistenia, nakoľko pri odstavkách často zarastá morskou vegetáciou a to hlavne v tropických oblastiach. Kvôli tomu sa kladie veľký dôraz na správnu voľbu materiálov teplovýmenných trubiek. Jeho výber je zúžený na veľmi nákladné materiály, medzi ktoré patrí titán, vysoko-legované ocele, duplexné ocele, ale tiež zliatiny medi a niklu. Vodné komory sú vo vnútri chránené pogumovaním a trúbkovnice sú preplátované titánom, prípadne nerezovou oceľou [13].



Obr. 13 Jadrová elektrárň Flamanville (sev. Francúzsko) chladená morskou vodou [13]

### 2.3 Podľa počtu vodných ťahov

Povrchové kondenzátory sú najčastejšie konštruované ako jedno-, dvoj- alebo trojtŕahové. Používajú sa aj štvor- a viac ťahové kondenzátory, no ich použitie je zriedkavejšie (viď obr. 14). Voľba počtu ťahov sa určuje pri tepelných výpočtoch z hľadiska intenzifikácie odvodu tepla. Z výpočtov vyplýva aj výsledná teplovýmenná plocha kondenzátora, ktorá ovplyvňuje jeho výslednú veľkosť.



Obr. 14 Príklad rozdelenia podľa počtu ťahov (prevzaté a upravené) [13]

V jednotŕahovom usporiadaní kondenzátorov preteká naraz všetkými trúbkami chladiaca voda s rovnakou vstupnou teplotou. Táto možnosť sa volí predovšetkým pri chladení

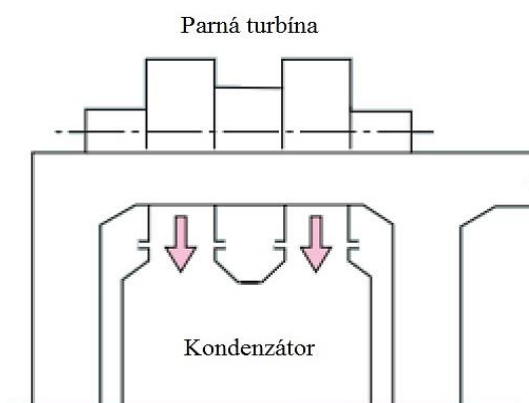
využívajúcom morskú vodu alebo vodu z rieky. Nevýhodou je veľké množstvo potrebnej vody, ktorá kondenzátorom preteká. Naopak, výhodou tohto usporiadania, v porovnaní s dvojťahovým usporiadaním, je lepšie dosiahnutie vákua, a teda nižšieho tlaku vo vnútri kondenzátora. Jednoťahové usporiadanie sa používa predovšetkým v zariadeniach s neobmedzeným množstvom chladiacej vody. Pri dvojťahových kondenzátoroch priteká chladiaca voda jednou polovicou trubiek a následne sa táto už ohriata voda zavádza do opačného smeru – druhej polovice trubiek. Z nej je odvádzaná von z kondenzátora. Tomuto procesu musia byť prispôsobené aj vodné komory. Ich výhodou je možnosť odstávky jednej polovice kondenzátora, zatiaľ čo druhá je schopná prevádzky.

## 2.4 Podľa orientácie výstupného hrdla turbíny

Poloha kondenzátora za turbínou nemá na proces kondenzácie žiadny významný vplyv, takže sa jedná len o priestorovú požiadavku na konštrukciu. O tom, kde bude kondenzátor umiestnený, rozhoduje konštruktér turbíny.

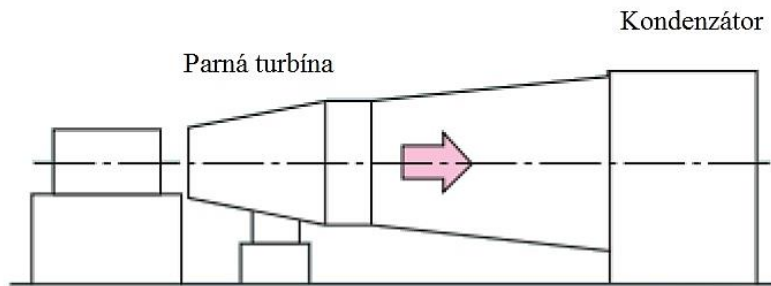
Najvhodnejším usporiadaním kondenzátora je také, kde para kondenzuje na vonkajšom povrchu trubiek a voda prúdi v ich vnútri. Pri tomto usporiadaní sú dosahované najlepšie hodnoty prestupu tepla a dovoľuje dobré čistenie vnútorného povrchu trubiek a zároveň je možné použiť vyššie rýchlosti prúdenia chladiacej vody.

Najčastejšie sa z turbíny privádza para do kondenzátora radiálne, tj. kondenzátor sa nachádza pod turbínou (viď *obr. 16*). Ďalším spôsobom usporiadania výstupu pary z turbíny do kondenzátora sú axiálny (za turbínou) a bočný (viď *obr. 17* a *obr. 18*) [7],[13].

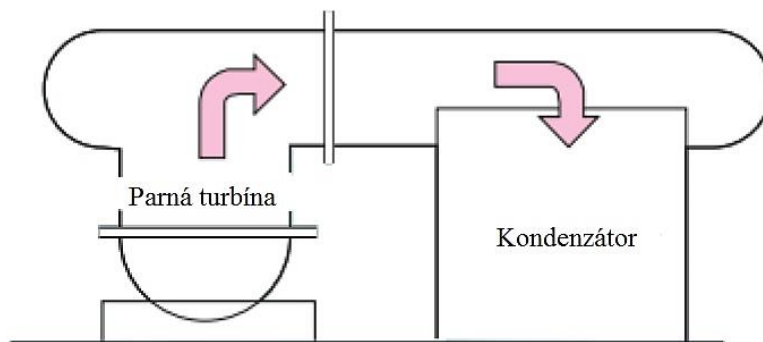


*Obr. 16* Umiestnenie kondenzátora pod turbínou – radiálny výstup z turbíny (prevzaté a upravené) [7]





Obr. 17 Umiestnenie kondenzátora za turbínou – axiálny výstup z turbíny (prevzaté a upravené) [7]



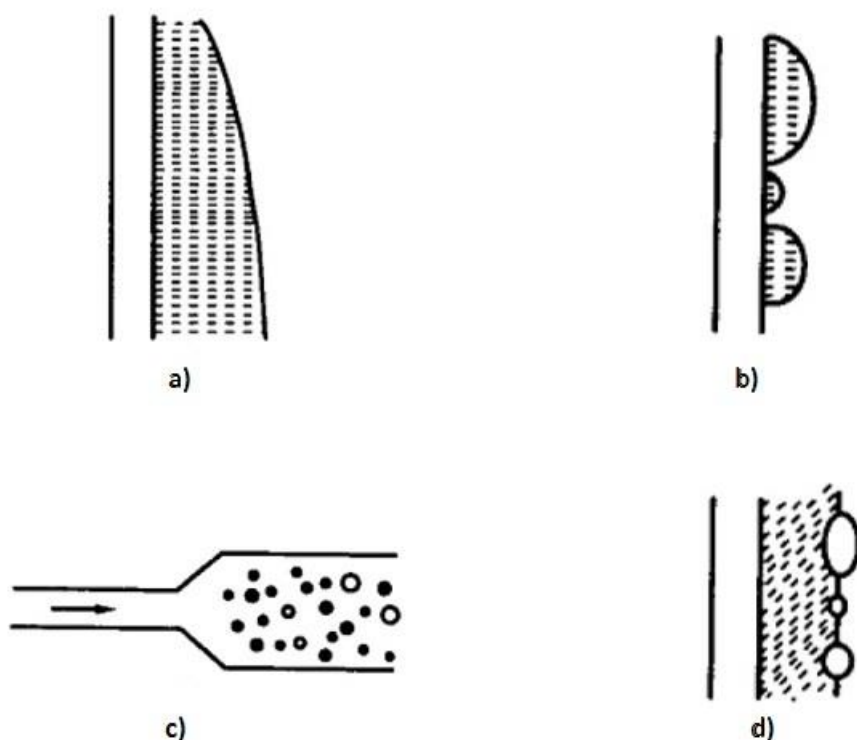
Obr. 18 Bočné umiestnenie kondenzátora s horným výstupom z turbíny (prevzaté a upravené) [7]

### 3 Kondenzácia

Kondenzácia je fyzikálny dej, pri ktorom dochádza k zmene skupenstva látky z plynného na kvapalnú. Aby k tomu došlo, je nutné odobrať sýtej pare za pomoci chladiaceho média tzv. výparné teplo. Teplota chladiaceho média musí byť, v prípade zmesi plynov, nižšia, ako je teplota sýtej pary pri rovnakom celkovom resp. parciálnom tlaku. Kondenzácia čistej látky prebieha izotermicky, pri konštantnom tlaku [10],[11].

#### 3.1 Typy kondenzácie

Existujú rôzne druhy a typy kondenzácií. Medzi najčastejšie sa vyskytujúce patria: membránová (filmová) kondenzácia, homogénna kondenzácia, kondenzácia priamym kontaktom, kvapková kondenzácia a kondenzácia nezmiešateľných kvapalín (viď obr. 19). Zmienené typy kondenzácií budú podrobnejšie popísané v ďalšej časti práce [10].



Obr. 19 Typy kondenzácie:

- a) membránová (filmová) kondenzácia; b) kvapková kondenz.; c) homogénna kondenz.;  
 d) kondenzácia nezmiešateľných kvapalín (prevzaté a upravené) [10]

#### 3.1.1 Membránová kondenzácia

Membránová, v niektorých literatúrach nazývaná aj ako filmová kondenzácia (viď obr. 19 typ a)) vzniká v prípadoch, kedy sa na ochladzovanom povrchu plochy vytvorí súvislý film (membrána). Povrch môže byť tvorený buď vnútorným, alebo vonkajším

povrchom trubky. Vplyvom gravitácie, prípadne šmykového napätia dochádza k stekaniu filmu (membrány) čím sa udržuje jeho konštantná hrúbka. Filmová resp. membránová kondenzácia je podporovaná faktormi akými sú: malé povrchové napätie tekutiny, vysoké tepelné zaťaženie a väčšia rýchlosť pary ( $w \geq 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ )

Pri návrhu kondenzátorov sa najčastejšie zvažuje práve filmová kondenzácia, ktorá je spolu s kvapkovou kondenzáciou popísanou nižšie, náplňou tejto práce [7],[11].

### 3.1.2 Kvapková kondenzácia

Kvapková kondenzácia najčastejšie vzniká za podmienky, kedy je ochladzovací povrch kondenzátom nezmáčavý. Vďaka tomu dochádza na kondenzačnej ploche k tvorbe kvapiek. Vplyvom gravitácie a povrchového napätia medzi kvapkami a trubkami kondenzátora, sa kvapky začnú pohybovať – zhlukovať sa a stekajú preč (viď *obr. 19* typ b). Po stečení sa na ich mieste tvoria kvapky nové. Najpriaznivejšie podmienky pre tvorbu kvapkovej kondenzácie sú nízka kondenzačná rýchlosť, malá viskozita kondenzátu, veľké povrchové napätie kvapaliny, nezmáčavosť a hladkosť povrchu.

Tento typ kondenzácie má oveľa väčší súčiniteľ prestupu tepla ako kondenzácia filmová. Kvôli tomu sa vynakladá veľká snaha o podporenie tvorby kvapiek. Vyvinuté metódy sú založené buď na pridávaní aditív do parného obehu, alebo špeciálnou úpravou teplovýmenných povrchov v podobe nezmáčaných, inak nazývaných aj hydrofóbných nástrekov. V súčasnosti sa vykonávajú pokusy o vytvorenie materiálu, ktorý by bol nezmáčaný po celý čas jeho životnosti, nakoľko nevýhodou nezmáčateľných povrchov je nízka životnosť nástrekov a ich vysoká cena. Hydrofobicita bude podrobne popísaná v ďalších častiach práce [7],[11].

### 3.1.3 Homogénna kondenzácia

K homogénnej kondenzácii dochádza pri istých podmienkach vo vnútri samotného objemu pary. Vzniká v momente, kedy nastane zníženie tlaku alebo teploty pary. Na *obr. 19* typ c) je zobrazený prípad, kedy pri zmene prierezu potrubia, dochádza v objeme pary k zníženiu tlaku a tvorbe nukleačných zárodokov kondenzátu. Pre vytvorenie zárodokov je nutné podchladenie pary.

Známy príklad homogénnej kondenzácia je v nízkotlakových stupňoch parných turbín, kde vznik drobných kvapôčok a ich následné zhlukovanie môže spôsobiť eróziu lopatiek. Ďalším príkladom môže byť procesný priemysel, v ktorom môže byť homogénna kondenzácia veľkým problémom. Dochádza tu k tvorbe tzv. „hmly“ – drobných kvapôčok kondenzátu, ktoré je náročné separovať. Vzniknuté kvapôčky môžu unikať cez ofuk kondenzátora a spôsobovať znečistenie životného prostredia [11].

### 3.1.4 Kondenzácia priamym kontaktom

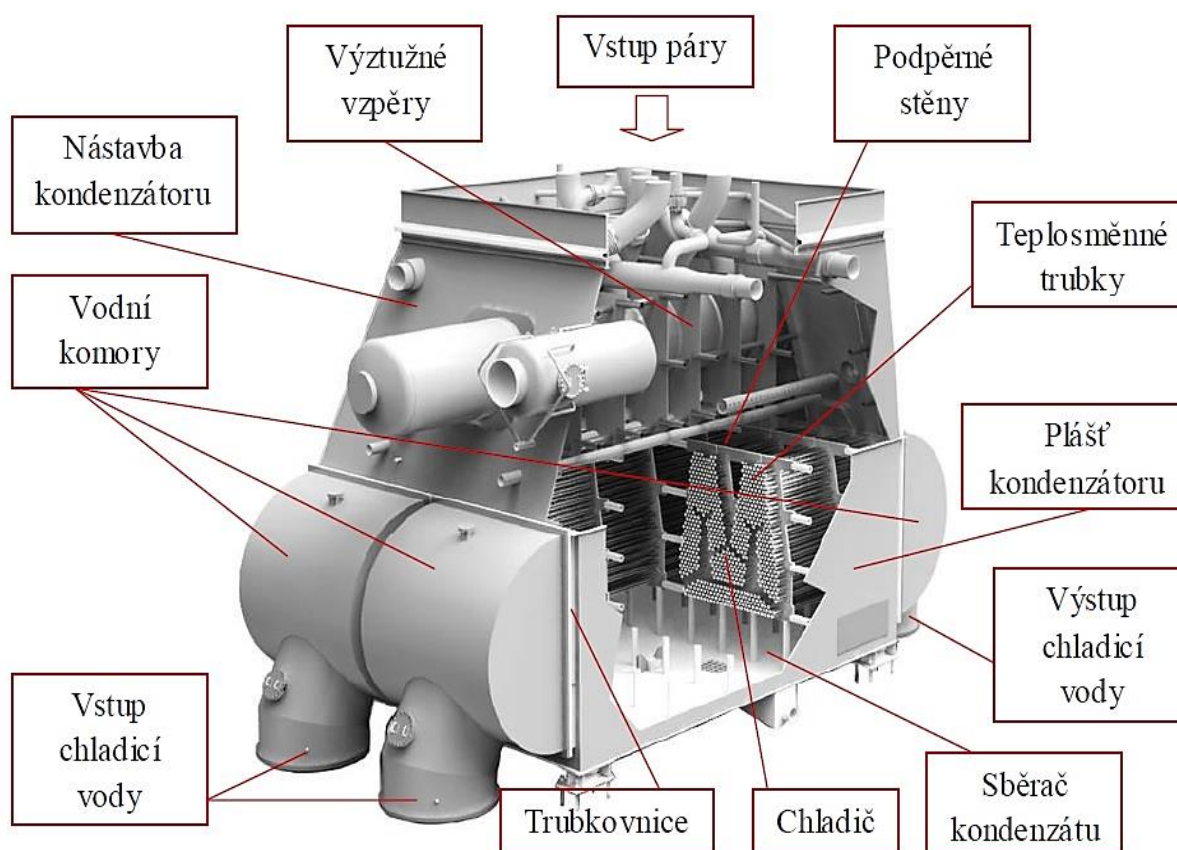
Tento typ kondenzácie je analógiou kondenzácie homogénnej. Využíva sa v zmiešavacích kondenzátoroch. Chladiace médium je vstrekané vo forme kvapiek alebo hmly priamo do priestoru zaplneného parou. Výhodou tohto typu kondenzácie je vysoký súčiniteľ prestupu tepla. Avšak pri nej dochádza k zmiešavaniu chladiva a kondenzátu, čo vážne obmedzuje využitie tohto typu v praxi [10].

### 3.1.5 Kondenzácia nemiešateľných kvapalín

V určitých prípadoch môže para skondenzovať do dvoch kvapalných zložiek. Tento proces nastáva napríklad v prípade zmesi vodnej pary a uhlíkovodíkov. Typickým znakom je vytvorenie filmu jednej kvapaliny na ochladzovacom povrchu, na ktorom vznikajú kvapky druhej kvapaliny. Pre lepšiu predstavu je tento proces znázornený na *obr. 19* typ d). V iných prípadoch môžu vytvárať obe kvapaliny na ochladzovacom povrchu pásy [11].

## 4 Hlavné časti vodou chladených kondenzátorov

Kondenzátor patrí z konštrukčného hľadiska medzi výmenníky tepla. Používa sa na ochladzovanie vodných par odchádzajúcich z turbíny. Na ochladzovaní sa podieľajú trubky nachádzajúce sa v kondenzátore, ktorými prúdi chladiace médium. Kondenzátor predstavuje inými slovami bod ukončenia expanzie vodných par v turbíne. Veľkosť využiteľného entalpického spádu je jednoznačne determinovaná práve kondenzátorom. Kvôli tomu je vynakladaná veľká snaha o docielenie čo najnižšieho tlaku v kondenzátoroch a predĺženie doby expanzie pary v turbíne. Tieto faktory majú výrazný dopad na tepelnú účinnosť celého R – C cyklu. Aby bolo možné vytvoriť čo najvyšší entalpický spád a prúd pary mohol vykonať ešte väčšiu mernú prácu, pohybuje sa tlak v kondenzátore pod úroveň atmosférického tlaku. Kondenzátor je teda nádoba s vnútorným podtlakom – vo vnútri je vákuum. Jeho steny sú namáhané vonkajším pretlakom atmosférického tlaku, s čím sa musí pri jeho návrhu počítať. Typické usporiadanie moderného kondenzátora je na obr. 20. Jedná sa o skriňové prevedenie povrchového trubkového kondenzátora.



Obr. 20 Schéma povrchového trubkového kondenzátora [8]

Najdôležitejším prvkom kondenzátora sú teplotné trubky, ktorými prúdi chladiaca voda. V priestore sú usporiadané v skupinách, tzv. trubkových zväzkoch a to do takého geometrického tvaru a dostatočnými medzerami medzi trubkami, aby bol umožnený dostatočný prístup pary ku všetkým trubkám. Nežiaducim javom v kondenzátore je chvenie trubiek

vznikajúce pri prúdeňi pary. Chveniu trubiek je možné predísť umiestnením podperných stien po celej dĺžke trubiek.

Na vonkajšom povrchu trubiek, ktoré tvoria teplovýmennú plochu kondenzátorov, dochádza k styku vodných par so studeným povrchom trubiek a k ich následnej kondenzácii. Aby sa kondenzácia uskutočnila, musí byť splnená podmienka pre jej vznik. Teplota povrchu trubiek musí byť nižšia, ako je teplota sýtosti pary v priestoroch kondenzátora. Hodnoty absolútneho tlaku sa v kondenzátore pohybujú medzi 4 až 10 kPa. Týmto tlakom odpovedá teplota chladiacej vody na vstupe do kondenzátora s hodnotami od 4 do 30 °C. Ohriatie vody v kondenzátore sa pri jednotlivých zariadeniach líši, no bežne neprekračuje teploty 8 až 10 °C.

Teplota a množstvo chladiacej vody je ovplyvnené jej zdrojom. Chladiaca voda môže pochádzať z rieky, mora alebo sa môže ochladzovať v chladiacich vežiach a cirkuluje v uzatvorenom okruhu.

Čelné steny kondenzátorov sú tvorené trúbkovnicami (vid' obr. 20). Sú to „držiačky“ s otvormi, v ktorých sú upevnené jednotlivé trubky. K vonkajším stenám trúbkovnic sú pripojené vodné komory, do ktorých je privádzaná chladiaca voda. Tá je po pretečení trubkami a vodnými komorami odvádzaná späť do chladiaceho okruhu. Množstvo chladiacej vody, resp. množstvo vody, ktoré je k dispozícii, jej maximálne povolené ohriatie a v neposlednom rade dispozičné riešenie strojovní elektrární, ovplyvňujú voľbu počtu vodných ťahov kondenzátorov.

Tvar vnútorného priestoru vodných komôr je navrhnutý tak, aby rozdelenie chladiacej vody do trubiek bolo čo najrovnomernejšie. Táto funkcia je tiež dôležitá pri kontinuálnom čistení trubiek, ktoré bude vysvetlené nižšie.

Spolu s parou prenikajú do kondenzátora aj nežiaduce plyny, hlavne vzduch, ktoré nekondenzujú, čím prispievajú k zhoršeniu prestupu tepla a k nežiaducemu zvyšovaniu tlaku. Z tohto dôvodu je kondenzátor vybavený vývevami, ktoré priebežne odsávajú plyny von. Odsávacia trubka, ktorá odvádzá neskondenzované plyny k vývevám, býva väčšinou umiestnená v centre zväzku. Kvôli tomu je vhodné usporiadať trubkové zväzky tak, aby bolo zabezpečené rovnomerné prúdeňie pary a týchto nekondenzujúcich plynov smerom do centra zväzku.

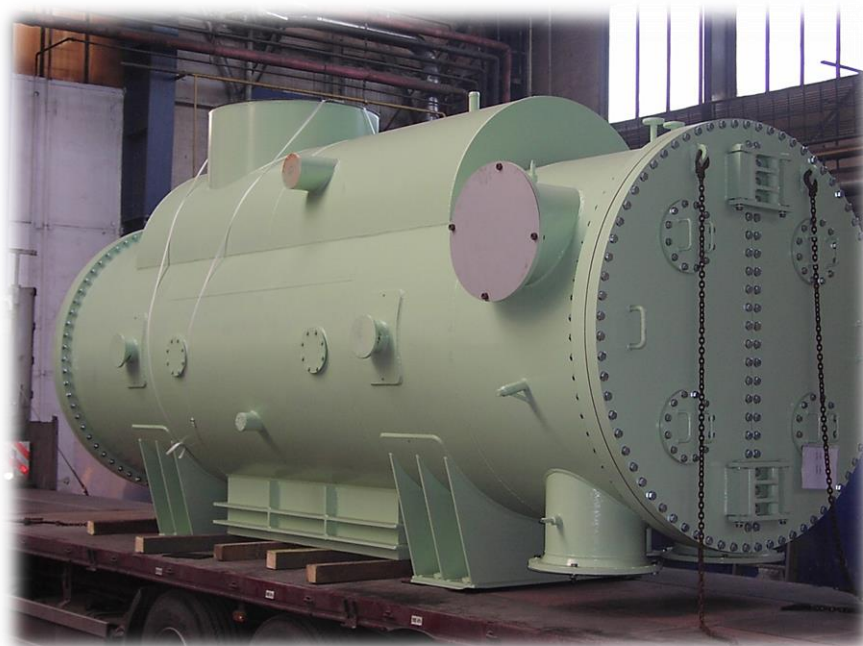
Časť trubkového zväzku je vyčlenená ako chladič parovzdušnej zmesi. Robí sa tak z dôvodu zabránenia stratám pary pri odsávaní vývevami. V chladiči dochádza k podchladzovaniu zmesi pary a nekondenzujúcich plynov pod teplotu sýtosti, vďaka čomu ešte dochádza ku kondenzácii pary.

Nadstavba kondenzátora (vid' obr. 20) zabezpečuje prepojenie medzi ním a výstupným hrdlom turbíny. V tomto priestore sa nenachádzajú trubky, len výstužné vzpery, ktoré zabraňujú poškodeniu stien kondenzátora z dôvodu atmosférického pretlaku pôsobiaceho z vonku. Nadstavba zabezpečuje rovnomerný rozvod pary od vstupného hrdla turbíny k obvodovým radám trubkových zväzkov. Tvar nadstavby kondenzátora sa u každého kondenzátora líši. Väčšie kondenzátory majú väčšinou tvar kolmého ihlana a menšie nadobúdajú oválne tvary. Tvar nadstavby je dosť dôležitý, pretože každý odpor zhoršujúci prietok pary touto oblasťou

má za následok zvyšovanie tlaku za posledným stupňom turbíny, čím dochádza aj k zvyšovaniu strát celkového tepelného výkonu obehu.

Voda, ktorá vznikla počas kondenzácie na povrchu teplovýmenných trubiek steká ku dnu kondenzátora, kde dochádza k jej zhromažďovaniu v zberači kondenzátu. Z neho je kondenzát odvádzaný pomocou čerpadiel a vracaný späť do hlavného okruhu.

Tvar plášťa kondenzátora závisí na jeho veľkosti a type. Menšie jednotky majú väčšinou valcovitý tvar (viď obr. 21). U väčších kondenzátorov sa skôr používa tzv. skriňové prevedenie plášťa (viď obr. 20) [8],[A].



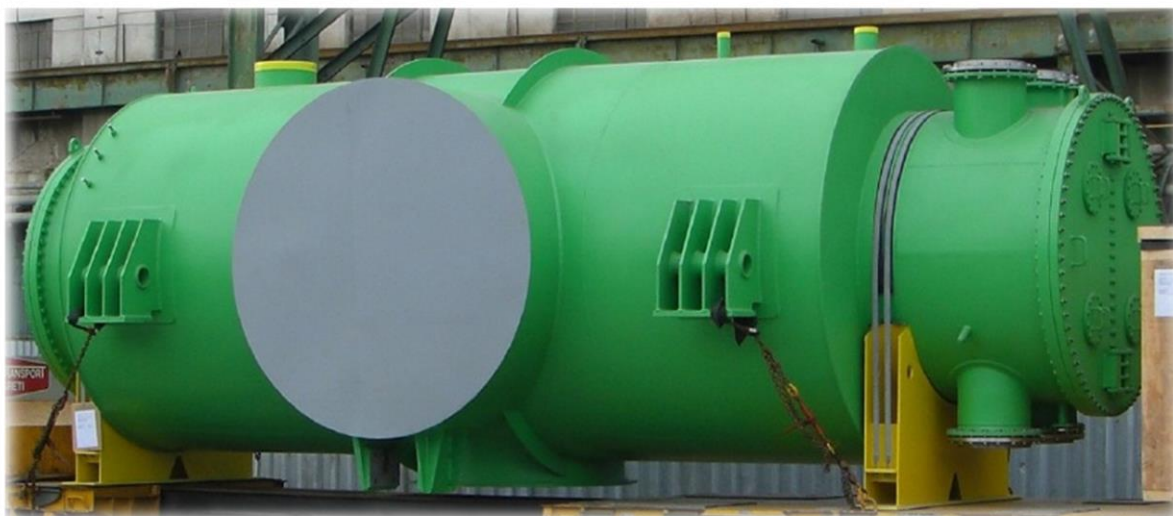
Obr. 21 Trubkový kondenzátor s valcovým plášťom [10]

#### 4.1 Plášť kondenzátorov

Plášť (anglicky *shell*) je základným prvkom všetkých tlakových nádob. Tvorí obálku okolo vnútorného priestoru. Jedná sa o diely zhotovené z plechov, ktoré sú zvarené dohromady. U kondenzátorov je tvar plášťa ovplyvňovaný požiadavkami na konštrukciu. Ako už bolo spomenuté skôr, z hľadiska napätosti materiálu je najvhodnejšie používať plášte valcovitého tvaru.

Plechov sa najprv predohýbajú, aby sa zamedzilo tomu, že po ohnutí budú zostávať rovné konce plechov, čím vlastne môže dôjsť k vzniku nekruhového profilu a netesností. Plechy sa po valcovaní presúvajú na zvaracie pracovisko, kde sa pospájajú do výsledného tvaru plášťa kondenzátora znázorneného na obr. 22.

Materiál, z ktorého sa väčšinou zhotovuje opláštenie kondenzátora, býva uhlíková alebo nerezová oceľ, zliatiny ocele a molybdénu, oceli chrómu a molybdénu, prípadne zliatiny ocele a niklu [7].



Obr. 22 Plášť valcového povrchového kondenzátora s axiálnym vstupom [11]

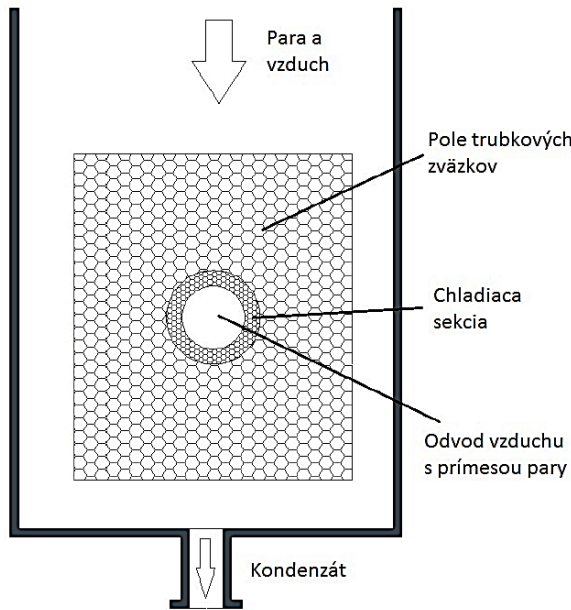
## 4.2 Trubkové zväzky

Trubkové zväzky sa do kondenzátora umiestňujú tak, aby sa pred prichádzajúcou parou rozchádzali, pretože para má pri vstupe do kondenzátora najväčší merný objem a následným priechodom sa merný objem znižuje. Dochádza tým k menšiemu podchladzovaniu kondenzátu. Čím je podchladenie kondenzátu väčšie, tým má väčšiu tendenciu absorbovať kyslík zo vzduchu, ktorý sa dostane do kondenzátora netesnosťami. Takto obohatený kondenzát zvyšuje riziko vzniku korózie a znižuje súčiniteľ prestupu tepla.

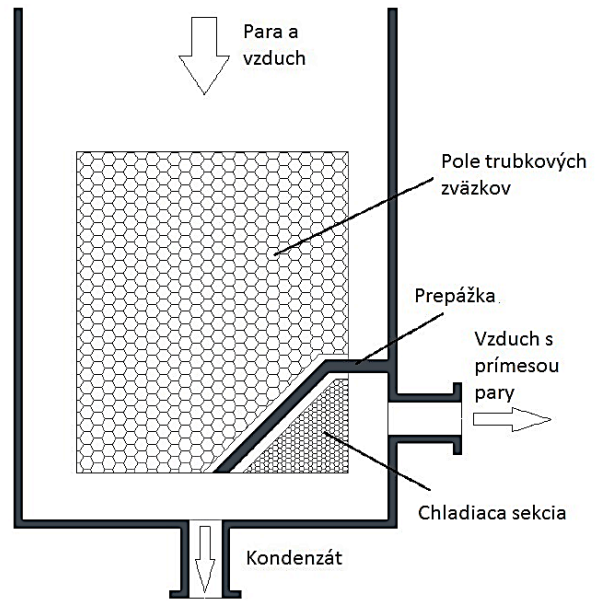
Vhodným rozmiestnením trubkových zväzkov sa zabraňuje vzniku tzv. mŕtvych kútov, kde sa môže hromadiť stagnujúca para a nekondenzujúce plyny. K odsávaniu nekondenzujúcich plynov, ktoré najčastejšie vznikajú prisávaním vzduchu netesnosťami, sa používajú vývevy. V prípade, že by sa tento vzduch neodsával, dochádzalo by k zvyšovaniu tlaku v kondenzátoroch, čo by malo za následok pokles účinnosti celého cyklu, pretože by para začala kondenzovať pri vyšších teplotách. V krajných prípadoch by mohla kondenzácia vodnej pary prebiehať už v priestore turbíny, čím by prišlo k zníženiu odovzdávanej práce na turbíne.

Vzduch je v pare rozptýlený nerovnomerne a jeho koncentrácia býva najväčšia na konci dráhy, po ktorej para kondenzuje. Parovzdušná zmes sa odvádza buď stredom (obr. 23), alebo po stranách kondenzátora, čo je častejší prípad (obr. 24). V tomto mieste sa nachádza chladič, ktorý podchladzuje parovzdušnú zmes. Tým dochádza k zvýšeniu koncentrácie vzduchu, vďaka čomu sa odsáva menej pary z priestorov kondenzátora. Chladič pozostáva z trubkových zväzkov tvoriacich okolo 10 % všetkých trubiek v kondenzátore. Od ďalších častí kondenzátora bývajú oddelené ochrannými plechmi. Tieto plechy zabraňujú prístupu pary do chladiča. Z priestoru chladiča je potrebné kontinuálne odsávať nekondenzujúcu zmes plynov, pretože v opačnom prípade by dochádzalo k zvyšovaniu tlaku v kondenzátore.





Obr. 23 Stredný odvod vzduchu (prevzaté a upravené) [7]

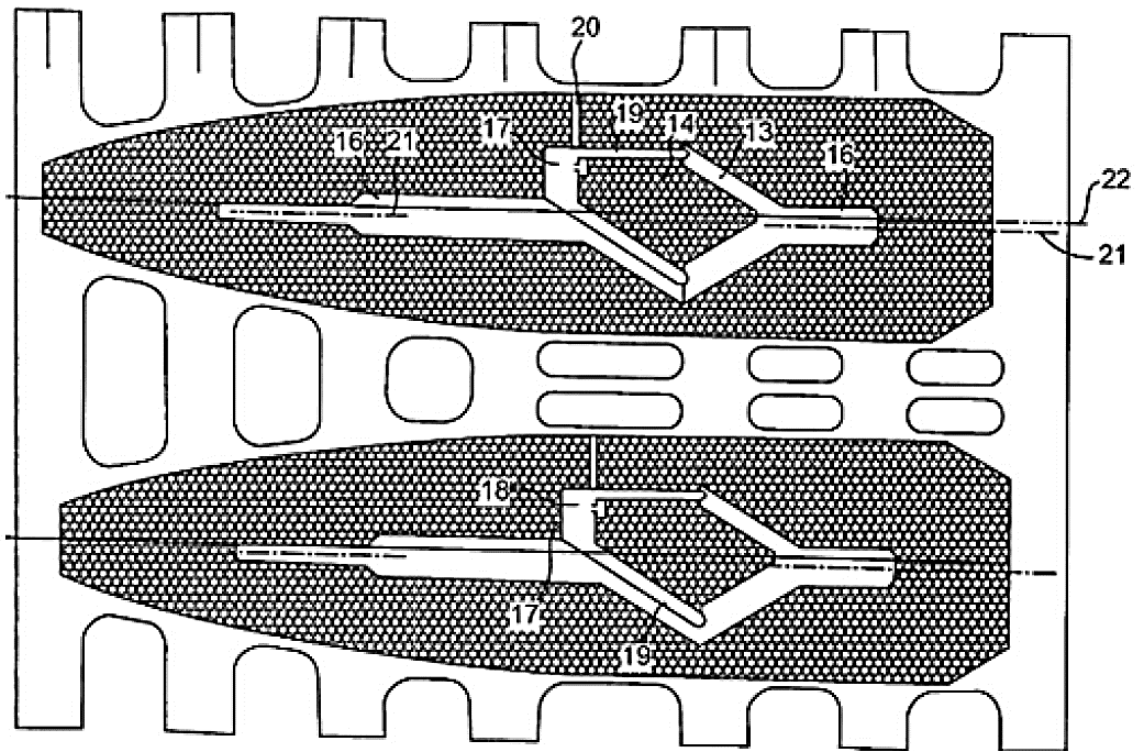


Obr. 24 Bočný odvod vzduchu (prevzaté a upravené) [7]

Aby bolo možné vodu z kondenzátora úplne vypustiť, sú trubky v kondenzátore podopierané tak, aby boli mierne prehnuté smerom nahor. Vďaka tomu sa znižujú aj sily vznikajúce vplyvom tepelných dilatácií trubiek.

Samotný tvar, počet a veľkosť trubiek, ako aj rozloženie teplovýmenných trubkových zväzkov patrí medzi najnáročnejšiu disciplínu pri návrhu konštrukcie povrchového kondenzátora a má hlavný vplyv na jeho výkon. Rozloženie a tvar jednotlivých trubkových zväzkov nezávisí len na prenose tepla, ale aj na prietokovej rýchlosti pary a vzduchu, koncentrácii vzduchu v pare a v neposlednom rade na koeficiente prestupu tepla. Prípadné nesprávne rozmiestnenie trubiek so sebou môže prinášať nežiaduce účinky. Jedným z nich môže byť pokles celkového súčiniteľa prestupu tepla, čo má za následok nárast tlaku pary na výstupe z turbíny.

Pri návrhu koncepcie trubkového zväzku je potrebné brať do úvahy pokles teploty sýtosti pary vplyvom tlakových strát spôsobených počas jej prestupu zväzkom, a tiež kvôli rastúcej koncentrácii vzduchu. Je dôležité zabezpečiť rovnomerný postup pary od vonkajších trubiek do centra zväzku v prípade stredného odvodu vzduchu alebo k chladiču a výveve, ktorá odvádza nekondenzujúce plyny von z kondenzátora. Na obr. 25 uprostred sa nachádza prázdne miesto (13), kde dochádza ku kumulácii nekondenzujúcich plynov, tzv. inertných plynov. Uprostred tohto miesta sa nachádza už zmienený chladič (14).

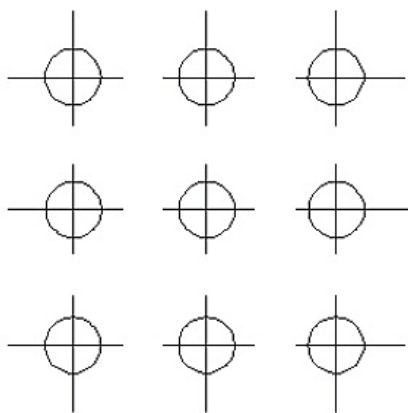


Obr. 25 Rez teplovýmennými zväzkami trubiek a chladiča [18]

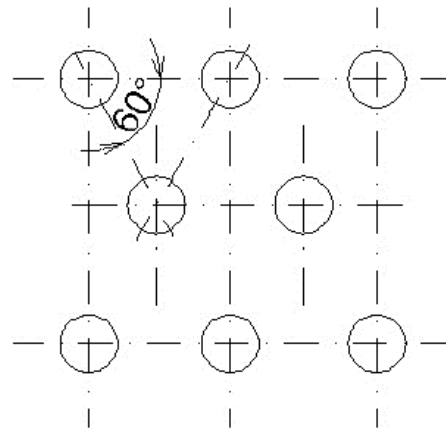
Súčiniteľ zaplnenia kondenzátora trúbkami býva 0,4 až 0,5. Okrem toho sa umiestňujú pod dvadsiatimi až tridsiatimi trúbkami usmerňovacie /zvodné/ plechy, aby skondenzovaná voda nestekala na ďalšie trúbky a nezhoršovala súčinitele prestupu tepla [7],[8],[18].

### 4.3 Usporiadanie trubiek

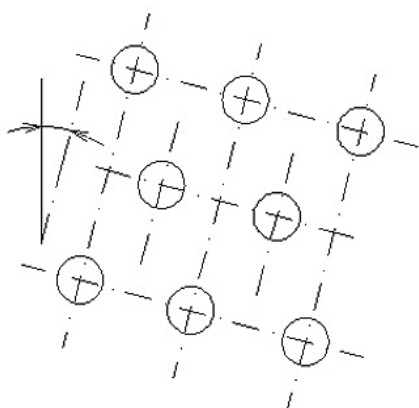
Trubky sú usporiadané vo zväzkoch podľa rôznych schém:



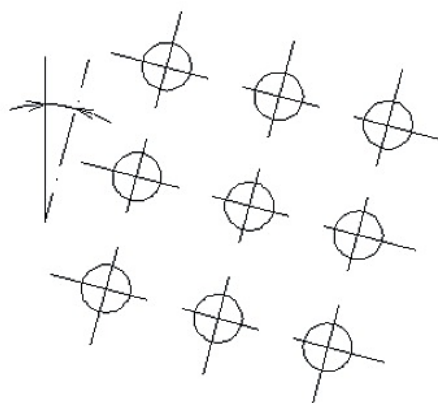
Obr. 26 Chodbové usporiadanie [7]



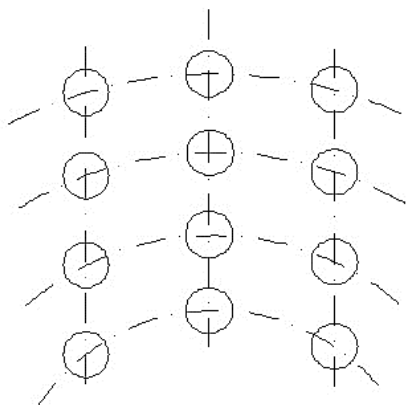
Obr. 27 Šachovité usporiadanie (do trojuholníka) [7]



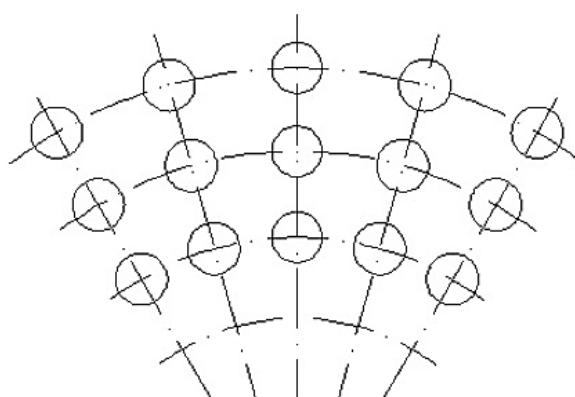
Obr. 28 Rombické pootočené usporiadanie [7]



Obr. 29 Chodbovité pootočené usporiadanie [7]



Obr. 30 Vejárovité radiálne usporiadanie [7]



Obr. 31 Vejárovité chodbové usporiadanie [7]

Ako na trubky vo vnútri zväzku steká kondenzát z trúbiek nad nimi, dochádza na nich k zväčšovaniu hrúbky blany, čo má za následok znižovanie súčiniteľa  $\alpha_o$ . Napriek tomu, že kondenzát steká z trúbiek po kvapkách, nemá tento dej väčší vplyv na prenos tepla po celej dĺžke trubky. Dôvodom je veľké množstvo kvapiek, a teda tečenie zostáva v priemerne symetrické [7].

#### 4.4 Čistenie kondenzátorov

Účinnosť kondenzátora závisí na čistote povrchu teplovýmenných plôch. Kondenzátorové trubky môžu byť znečistené usadzovaním kalov hlavne na vnútornom povrchu, tj. na strane chladiacej vody. Nánosy a usadeniny spôsobujú nežiaduce zvýšenie tepelného odporu teplo výmenných plôch, pretože pôsobia ako izolanty. Ďalším problémom je zmenšený prietok, vplyvom čoho dochádza k znižovaniu prestupu tepla a vytvára sa priaznivé prostredie pre tvorbu korózie.

Systém chladiacej vody kondenzátorov býva takmer vždy vybavený systémom kontinuálneho čistenia trúbiek. Čistenie prebieha na báze neustáleho čistenia. Používajú sa pri

ňom guľičky zo špeciálnej peny. Ich merná hmotnosť je porovnateľná s mernou hmotnosťou chladiacej vody a priemer je rovnaký, prípadne nepatrne väčší, ako vnútorný rozmer trubiek. Guľičky sa vo vstupnej časti kondenzátora pridávajú do chladiacej vody a následne sú spolu s ňou pretláčané trubkami. Na výstupe sú tieto guľičky chytané do záchytných sietí a čerpadlom opäť vracané do obehu. Nečistoty sa odnášajú spolu s výstupnou chladiacou vodou do chladiacich veží alebo do rieky.

V prípade nánosov, ktoré nie je možné odstrániť kontinuálnym čistením, existujú účinnejšie metódy, medzi ktoré patrí nábojové čistenie, čistenie pieskom, vodou, suchým ľadom a čistenie za pomoci chemikálií, resp. chemické čistenie. Nábojové čistenie, inak známe aj ako mechanické čistenie potrubia, patrí k najúčinnejším a najefektívnejším čistiacim metódam. Pri čistení sa používajú špeciálne navrhnuté zariadenia, tzv. trubkové náboje. Zhotovujú sa buď z nylónu, plastu, kovu, alebo nerezovej oceli (viď obr. 32).



Obr. 32 Čistiace náboje: a) kovový; b) plastový; c) nylónový [21]

Proces čistenia začína zasúvaním nábojov do trubiek čisteného zariadenia a následne sa za pomoci pumpy zvyšuje tlak vody, čím dochádza k vystreľovaniu nábojov von z trubiek. Tieto dva kroky sú znázornené na obr. 33. Za pomoci nábojov dochádza k odstraňovaniu usadenín z vnútorných stien trubiek rôznych kondenzátorov a výmenníkov tepla.



Obr. 33 Nábojové čistenie trubiek [21]

Okrem nábojového čistenia je známe aj tzv. pieskové čistenie. Pri tomto čistení sa používa špeciálny piesok, ktorý je spolu s vodou vstrekaný pod vysokým tlakom do trubiek kondenzátorov. Nevýhodou tejto metódy je možný vznik mechanického poškodenia trubiek, ako aj to, že vzniknutý odpad, tj. piesok spolu s nánosmi, patrí medzi špeciálny odpad. Musí sa dodatočne spracovávať, čo so sebou prináša ďalšie náklady.

O niečo šetrnejší spôsob je čistenie suchým ľadom. Broky zo suchého ľadu (zmrznuté CO<sub>2</sub>) sú nastreľované vysokou rýchlosťou prúdom stlačeného vzduchu na zanesený povrch. Suchý ľad takmer okamžite sublimuje a pri premene skupenstva dochádza k tepelnému šoku a vzniku šmykového napätia, pri ktorom dochádza k odstraňovaniu nečistôt.

Poslednou metódou používanou pri odstávkach je metóda chemického čistenia. Kondenzátory sú preplachované chemickými látkami nereagujúcimi s materiálmi, z ktorých sú zhotovené jeho povrchy. Medzi nevýhody patrí cena a vznik odpadov, pretože nie vždy je možná regenerácia. Avšak hlavnou výhodou chemického čistenia je možnosť čistiť aj nedostupné priestory [6],[20],[21],[22].

## 5 Hydrofóbné povrchy

Hydrofobicita je úzko spätá s merateľnou veličinou, ktorá sa nazýva kontaktný uhol  $\theta$ . Určuje ako je daný povrch zmáčaný, po prípade nezmáčaný. Kontaktný uhol vypovedá o schopnosti povrchu materiálu rozprestrieť kvapalinu po svojom povrchu. Ak je kontaktný uhol  $\theta = 180^\circ$ , jedná sa o absolútne nezmáčaný povrch. V prípade, že  $\theta = 0^\circ$  hovoríme o dokonale zmáčanom povrchu [23].

### 5.1 Vplyv fázového rozhrania na termodynamiku zmáčania

Pojmom fáza sa označuje určitá časť objemu skúmaného systému, v ktorej sú pozorované vlastnosti konštantné alebo sa menia v priestore spojito. Jednotlivé fázy sú oddelené fázovými rozhraniami. Možno ich definovať ako oblasti so skokovou zmenou jednej alebo viacerých vlastností. Podľa stýkajúcich sa skupenstiev je známych niekoľko fázových rozhraní, z ktorých sú pre tento prípad dôležité rozhrania typu: „pevná látka vs. plyn“, „pevná látka vs. kvapalina“ a „kvapalina vs. plyn“. Fázové rozhranie „kvapalina vs. plyn“ patrí do kategórie mobilných rozhraní a spolu s rozhraním „pevná látka vs. plyn“ sa názov fázové rozhranie nahrádza povrchom [24].

### 5.2 Interakcie medzi fázami

Pri vzniku nového fázového rozhrania dochádza ku vzájomnej konkurencii medzi niekoľkými silami. Jedná sa najmä o sily kohézne, ktoré vplyvajú na súdržnosť molekúl kvapaliny a sily adhézne pôsobiace medzi jednotlivými fázami.

Kohézne sily sú pri rozostieraní kvapalnej fázy 1 charakterizované kohéznu energiou  $W_K$ , ktorá súvisí s povrchovou energiou  $\gamma_l$  kvapaliny vzťahom:

$$W_K = 2 \cdot \gamma_l \quad (5.1)$$

Je to práca potrebná na roztrhnutie stĺpca kvapaliny 1 s jednotkovým prierezom. Podobne sa definuje adhézna práca  $W_A$ , potrebná na oddelenie stĺpca kvapaliny (fázy) 1 od druhej fázy 2 s jednotkovým prierezom. Platí Duprého definícia:

$$W_A = \gamma_1 + \gamma_2 - \gamma_{12} \quad (5.2)$$

kde  $\gamma_i$  charakterizuje medzifázové energie.

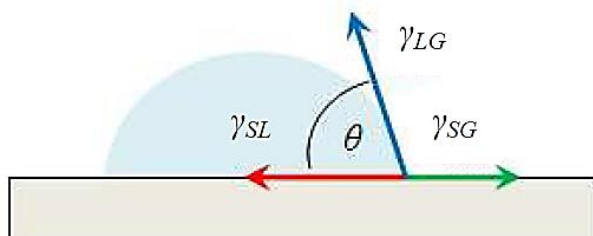
Podľa výsledku rozdielu adhéznej a kohéznej práce sa dá určiť či sa bude kvapalina po danom povrchu rozostierať, alebo nie. Definuje sa tzv. Harkinsonov rozostierací koeficient  $S$ :

$$S = W_A - W_K = \gamma_2 - \gamma_1 - \gamma_{12} \quad (5.3)$$

Aby došlo k rozostieraniu, musí byť  $S > 0$ , v opačnom prípade zaujme kvapalina na tuhej fáze tvar kvapky [24],[25].

### 5.3 Youngova rovnica

Pri styku kvapaliny s povrchom rozpustnej tuhej látky vzniká fázové rozhranie, ktoré ovplyvňujú tri medzifázové energie. Medzi tieto energie patrí povrchová energia pevnej látky  $\gamma_{SG}$ , povrchová energia kvapaliny  $\gamma_{SL}$  a medzifázová energia „pevná látka vs. kvapalina“  $\gamma_{LG}$ .



Obr. 34 Znáornenie medzifázových energií [24]

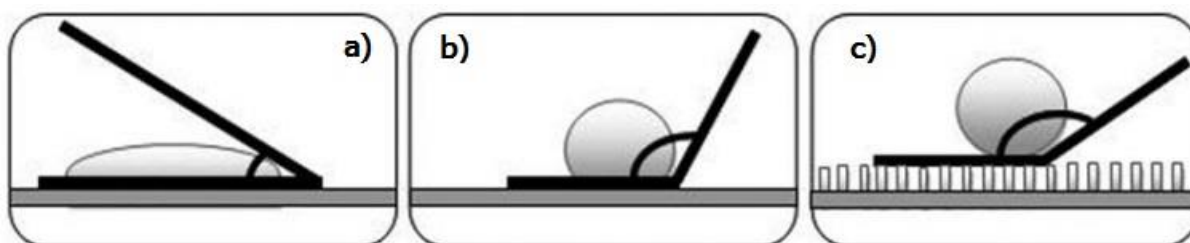
Vektorový súčet pôsobiacich veličín jednej osi z obr. 34 je známy ako Youngova rovnica v tvare:

$$\gamma_{SG} = \gamma_{SL} + \gamma_{LG} \cdot \cos \theta \quad (5.4)$$

kde veličina  $\theta$  charakterizuje uhol zmáčania, inak nazývaný aj ako kontaktný alebo Youngov uhol  $\theta_Y$ . Je treba zmieniť to, že rovnica (5.4) je definovaná pre ideálny povrch, ktorý by mal byť perfektne hladký, pevný, chemicky homogénny, nerozpustný a nereaktívny [24],[25].

### 5.4 Uhol zmáčania

Podľa veľkosti uhla možno usúdiť o akú situáciu sa jedná. V prípade, že systém zaujme rovnovážny stav s ostrým kontaktným uhlom, kvapalina povrch zmáča. Ak je však Youngov uhol tupý, skúmaná kvapalina povrch tuhej fázy nezmáča. Povrchy dobre zmáčané kvapalinami sa označujú ako lyofilné (z gréckeho *lyos* – kvapalina; *filos* – milovať). Ak je použitým médiom voda, hovorí sa o povrchu hydrofilnom (z gréckeho *hydro* – voda).

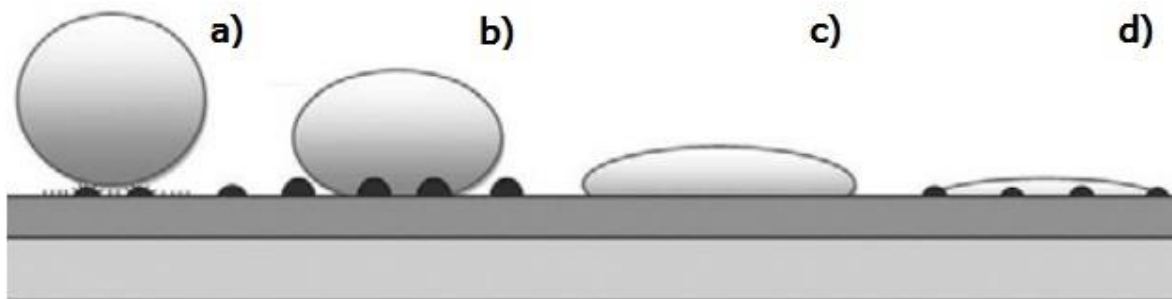


Obr. 35 Schematické znázornenie uhla zmáčania a povrchu materiálu „contact angle – CA“:

a) hydrofilný (CA je menší ako  $90^\circ$ ); b) hydrofóbny (CA je  $90^\circ$  až  $150^\circ$ ); c) super-hydrofóbny povrch (CA väčší ako  $150^\circ$ ); (prevzaté a upravené) [27]

Povrchy nezmáčané kvapalinami sú označované ako lyofóbne (*fobo* – nenávidieť), resp. v prípade odpudzovania vody sa analogicky jedná o povrch hydrofóbny. K medzným prípadom zmáčania patrí dokonalé nezmáčanie s dokonale sférickým tvarom kvapky kvapaliny a veľkosťou kontaktného uhla  $180^\circ$  či dokonalé zmáčanie s hodnotou  $\theta = 0^\circ$ .

O rozostieraní sa hovorí pri dokonalom zmáčaní na povrchoch s významnou plochou. Ak kontaktný uhol prevyšuje  $150^\circ$ , nesie daný povrch prívlastok superlyofóbny. Na druhej strane, ak sa uhol  $\theta$  blíži k  $0^\circ$ , je tuhá látka superlyofilná [24],[25].



Obr. 36 Znáozornenie schematickej štruktúry povrchu rastlín a jeho zmáčanlivosť:

- a) super-hydrofóbny (CA menší alebo rovný  $150^\circ$ ); b) hydrofóbny (CA menej ako  $150^\circ$  až  $90^\circ$ );  
 c) hydrofilný (CA rovný  $90^\circ$  až  $10^\circ$ ); d) super-hydrofilný (CA menší ako  $10^\circ$  až  $0^\circ$ );  
 (prevzaté a upravené) [27]

## 5.5 Hysterézia kontaktného uhla

Pri interpretácii uhla zmáčania dochádza k určitým ťažkostiam, pretože kvapalina môže, v závislosti na objeme, zaujať na povrchu pevnej látky viac stabilných konfigurácií. Kontaktné uhly preto všeobecne závisia na histórii procesu umiestnenia kvapaliny na danom povrchu. Ak sa počas experimentu zvyšuje objem kvapky, línia zmáčania – krivka, v ktorej sa stýka pevná, kvapalná aj plynná fáza zostáva nepohyblivá až do určitého kritického objemu. Vtedy dochádza k jej posunu a zmáčaniu novej suchej plochy. Pred zväčšením obvodu línie zmáčania sa dosiahne maximálna hodnota kontaktného uhla – postupujúci uhol  $\theta_P$ .

V prípade pomalého odsávania kvapaliny sa kvapka postupne sploštuje, pričom nesmie dôjsť k posunu línie zmáčania. Minimálny nameraný uhol sa nazýva ustupujúci uhol zmáčania  $\theta_U$ .

Výsledok rozdielu postupujúceho a ustupujúceho uhla zmáčania je známy pod pojmom hysterézia uhlu zmáčania. Pre ideálne povrchy je rovná nule. Dramaticky sa však mení na drsných povrchoch, kde jej hodnoty kolíšu od hodnôt takmer rovných nule až po hodnoty blízke veľkosti postupujúceho kontaktného uhla.

Hysterézia uhla zmáčania má tri hlavné príčiny, medzi ktoré patrí drsnosť povrchu, chemické nečistoty v povrchoch pevných látok a prísady v zmáčavej kvapaline, ktoré sa môžu usádzať na povrchu tuhej fázy. Hysterézia vyjadruje mieru adhézie – priľnavosti k povrchu. Čím je jej hodnota vyššia, tým je materiál „lepkavejší“ [24],[25],[26]

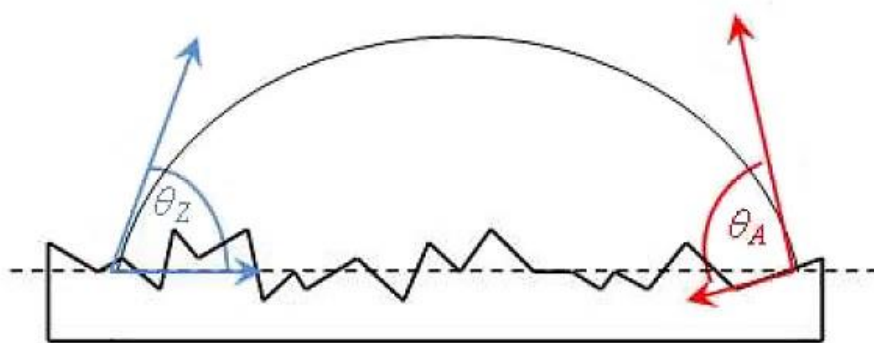


## 5.6 Drsnosť a zmáčanie povrchu

Povrchy pevných látok väčšinou vykazujú určitý stupeň drsnosti a len zriedka ich môžeme považovať za ideálne hladké. Prítomnosť heterogenít a defektov rôznych tvarov spôsobených pri procese výroby alebo pri spracovávaní, môže vážne ovplyvniť, optimalizovať či dokonca pozmeniť charakter zmáčania.

V prípade, že hovoríme o neideálnom povrchu, je určovanie Youngovho uhla  $\theta_Y$  sporné. V tomto prípade uvažujeme o dvoch kontaktných uhloch, tzv. zdanlivom a aktuálnom. V prípade aktuálneho uhla zmáčania sa jedná o uhol medzi aktuálnym povrchom pevnej látky a tangentou fázového rozhrania – „kvapalina vs. plynná fáza“. K lepšiemu porozumeniu a vysvetleniu zdanlivého uhla  $\theta_Z$ , ako aj aktuálneho kontaktného uhla  $\theta_A$  prikladám obr. 37.

Zdanlivý uhol zmáčania sa dôsledkom nerovnosti povrchu často líši od Youngovho uhla. Výpočet Youngovho uhla je možný z rovnice (5.4). Požadovanou veličinou je aktuálny kontaktný uhol. Na drsnom povrchu je dostupný zriedkavo a na hladkom, ale heterogénnom povrchu môže byť veľmi premenlivý [24].



Obr. 37 Označenie zdánlivého  $\theta_Z$  a aktuálneho kontaktného uhla  $\theta_A$  [24]

## 5.7 Porézne materiály a ich vplyv na zmáčanie

Povrch materiálov je vo väčšine prípadov plný všelijakých dutiniek, kanálikov, medzier a iných pórov rôznych tvarov a veľkostí. Tieto nerovnosti sa rozdeľujú na mikropóry (menšie ako 2 nm), mezopóry (2 – 50 nm) a makropóry (nad 50 nm). Čo sa základných typov pórov týka, môžu byť uzatvorené alebo otvorené. Ďalej môžu byť hranaté podľa formy alebo guľaté, podľa tvaru fľaše. Pri odhadovaní namáčacích vlastností sa používajú idealizované štruktúry v tvare valca, hranolu alebo gule podľa toho, ktorý sa najviac podobá pôvodnému usporiadaniu.

V prípade valcovitého tvaru pórov s konštantným priemerom, prenikne kvapalina do jedného z nich v prípade, že dôjde k zníženiu povrchovej energie tuhej látky. Kvôli tomu sa zavádza tak zvaný parameter vztlínanie  $W^*$ :

$$W^* = \gamma_{SG} - \gamma_{SL} \quad (5.5)$$

V prípade, že je  $W^* > 0$ , dochádza k vztlínaniu, a teda kontaktný uhol je menší ako  $90^\circ$ . Pre systém s hodnotou rozostieracieho koeficientu  $S > 0$  je táto podmienka splnená

nevyhnutne. Ak je  $W^* < 0$ , jedná sa o nepriaznivé vzĺnanie, čoho následkom je vylúčenie kvapaliny z póru.

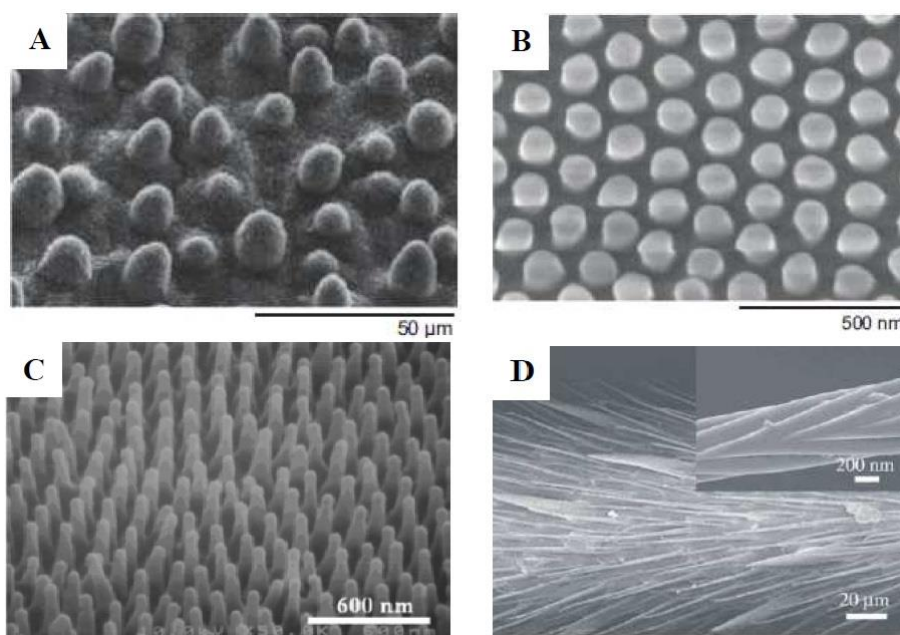
Prechod medzi priaznivými a nepriaznivými stavmi vzĺnania nastáva v prípade, kedy prítomné štruktúry vovedú kvapalinu do vytvoreného zoskupenia spôsobom podobným vzĺnaniu. Tento jav sa nazýva hemivzĺnanie. Pri postupe tenkej vrstvy kvapaliny do mikroštruktúr sa vyvíja nové rozhranie s plynnou fázou a súčasne za sebou zanecháva aj niekoľko suchých miest [24].

## 5.8 Základné typy „super“ povrchov

Povrchy s prívlastkami „super“ je možno všeobecne rozdeliť do dvoch významných skupín podľa ich pôvodu. Prvú tvoria povrchy vyskytujúce sa bežne v prírode a živé organizmy ich používajú k svojmu prežitiu. Do druhej skupiny patria syntetické povrchy, ktoré sú laboratórne upravené, ale svojou štruktúrou sa viac menej snažia priblížiť k tým prírodným [24].

### 5.8.1 Štruktúra superhydrofóbných povrchov

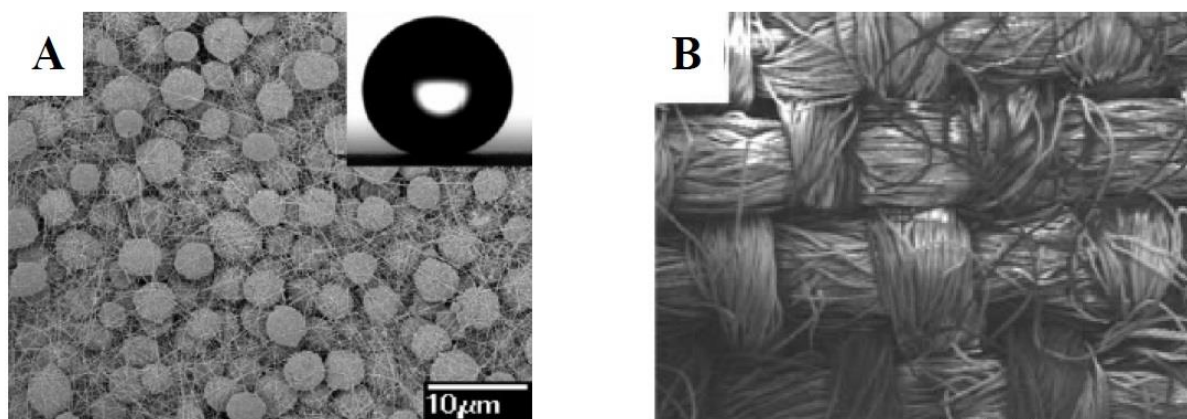
Najpopulárnejším prírodným predstaviteľom superhydrofóbných povrchov je lotosový kvet. Povrch listov tejto rastliny je pokrytý bradavicovitými útvarmi dvoch veľkostí, ktoré sú usporiadané vo viacerých úrovniach (viď *obr. 38 – A*). Analogickú štruktúru, zabraňujúcu mikrokvapkám v prichytení, môžeme nájsť v oku komára zobrazenej na *obr. 38 – B*). Tá mu umožňuje nerušené videnie aj vo vlhkom počasí. Krídla cikády sú podobne, ako tomu je u lotosového kvetu, pokryté malými výrastkami. V prípade cikády sa jedná o pravidelne usporiadané nanometrické kužeľovité pilieriky, ktoré sú zachytené na *obr. 38 – C*). Posledným respondentom zo živých organizmov je korčuliarka, ktorá sa udrží na hladine vody vďaka štruktúrovaným klinovitým štetinám (viď *obr. 38 – D*).



Obr. 38 Mikroskopické zväčšenie povrchu:

A) lotosového listu, B) oka komára, C) povrchu kridla cikády, D) nohy korčuliarky (prevzaté a upravené) [24]

Medzi synteticky upravenými povrchmi sa najlepšie osvedčili vlákna (*obr. 39*) s rôznou veľkosťou alebo vláknami pospájané mikrokoralíky. Ďalej to môžu byť pravidelne usporiadané hranoly a útvary, ktoré sa podobajú na huby s plošným klobúkom mikrometrovej úrovne. Špecifická drsnosť týchto povrchov výrazne podporuje ich hydrofóbne správanie. Ako uviedli výskumníci z Kaovej Korporácie v Japonsku, boli pozorované extrémne veľké uhly na fluórovaných povrchoch fraktálového typu. Ďalším záverom bolo, že v prípade kontaktných uhlov na rovných povrchoch nedošlo k prekročeniu hodnoty približne  $120^\circ$ , čo je úroveň maximálnej novej chemickej hydrofobicity [24],[26].

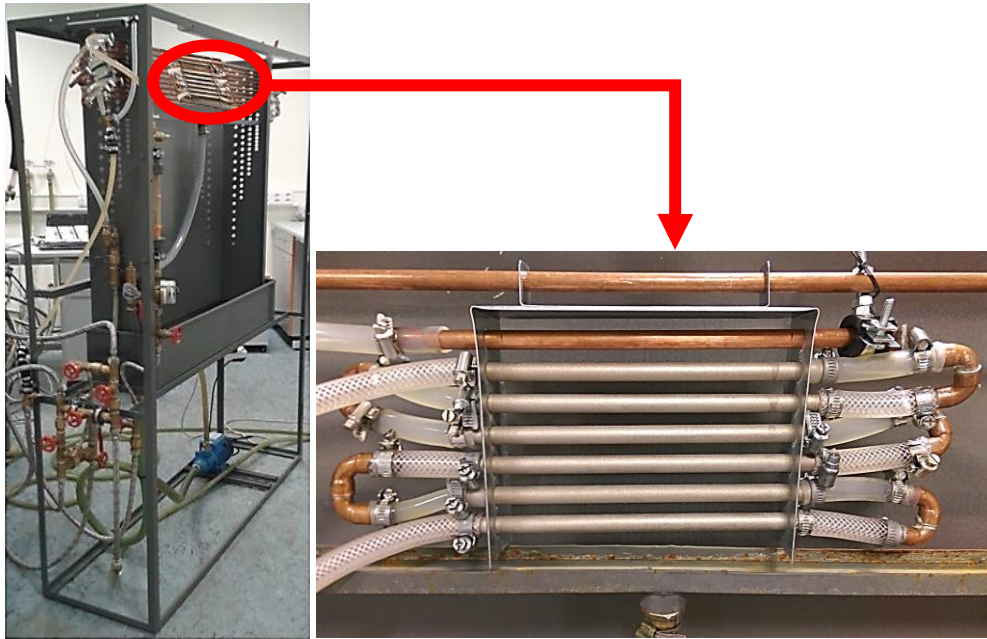


Obr. 39 Povrchové usporiadanie A) superhydrofóbného polystyrénového filmu; B) systému superhydrofóbných vlákien [24]

## **II. PRAKTICKÁ ČASŤ**

## 6 Experimentálne meranie povrchov

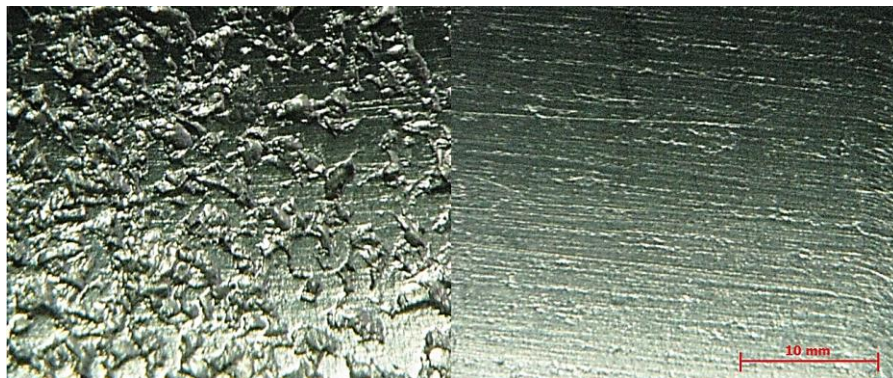
K uskutočneniu experimentálneho merania vplyvu povrchovej úpravy trubiek na stabilitu kvapalného filmu bolo s menšími úpravami použité už existujúce testovacie zariadenie. Zariadenie pracujúce pri atmosférickom tlaku, a preto sa nazýva „atmosférický stand“. Na obr. 40 je vyfotená trať spolu so stojanom na trubky.



Obr. 40 Priblíženie stojanu na trubky pospájanými gumovými hadicami a sponami (vpravo);  
Fotka testovacej trate (vľavo) [28];

Cieľom experimentu je zistiť vplyv úpravy povrchu medených trubiek na stabilitu kvapalného filmu a prestup tepla. Pre test boli pripravené 4 povrchy:

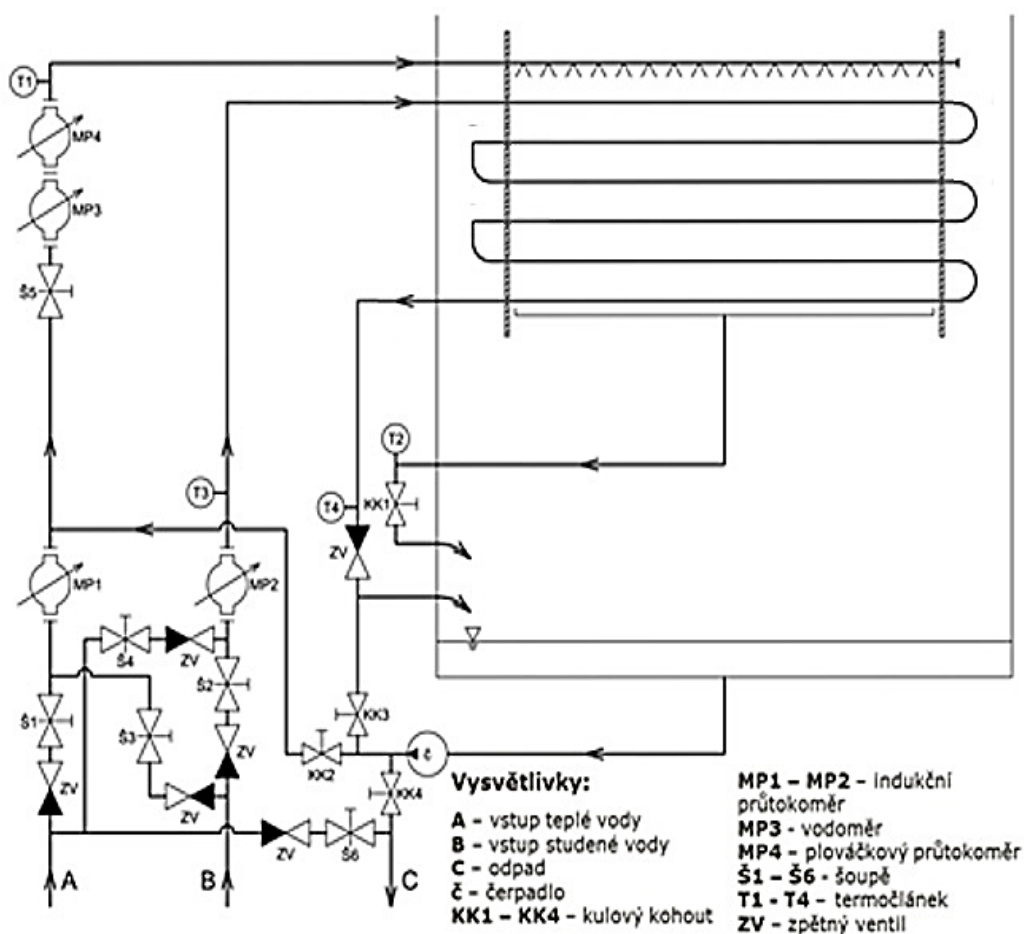
- 1) Hladký (viď obr. 41)
- 2) Hladký s hydrofóbnou úpravou
- 3) Pieskovaný – jedná sa o povrch tryskovo upravený vysokopecnou škarou, za pomoci ktorej je povrch zdrsnený. Úbytok materiálu je vzhľadom k priemeru trubky zanedbateľný (viď obr. 41)
- 4) Pieskovaný s hydrofóbnou úpravou



Obr. 41 Mikroskopické zväčšenie povrchov, pieskovaný (vľavo) a hladký (vpravo)

## 6.1 Koncepcia atmosférického standu

Použitie testovacie zariadenie je tvorené provizórnym stojanom na trubky v tvare písmena „U“ (viď. obr. 40) vyhotoveného z plechu. Po bokoch držiaka sa nachádzajú otvory udržiavajúce trubky v jednom rade. Vzďialenosť medzi trubkami bola 8 mm. Celkovo bolo v stojane umiestnených 7 trubiek. Z nich bola jedna trubka používaná ako distribučná a zvyšných 6 kusov trubiek, s vonkajším priemerom 20 mm a skúmanej dĺžke 20 cm, bolo používaných pre experiment. Trubky sú pospájané do trubkového zväzku, ktorého príprava bola pomerne jednoduchá, keďže boli pospájané za pomoci gumových hadičiek.



Obr. 42 Schéma testovanej trate (prevzaté a upravené) [28]

Do distribučnej trubky vtekala ohriata voda (v schematickom nákrese je toto miesto označené ako „A“) pri teplote  $T_1$  (meranej termočlánkom) a objemovom prietoku  $\dot{V}_1$  (určovaného za pomoci indukčného prietokomera FLOMAG 3000 – MP1). Okrem indukčného prietokomera je možné merať prietok za pomoci vodomera (MP3) a prietokomera s plaváčikom MP4. Distribučná trubka bola použitá na skrúpanie trubiek s chladiacou vodou. Nachádza sa v nej 21 otvorov s priemerom 2 mm a vzdialenosťou 9,2 mm. Voda z distribučnej trubky bola zbieraná v zberači vody, ktorý sa nachádzal pod stojanom. Za zberačom bol umiestnený termočlánok  $T_2$  na určovanie teploty vody po skrúpaní a následne bola za pomoci čerpadla odvádzaná preč zo sústavy v mieste, ktoré je na schéme označené písmenom „C“.

Do prvej trubky, umiestnenej hneď pod distribučnou, bola privádzaná voda (v mieste označenom ako „B“) cez termočlánok  $T_3$ , ktorý určoval jej teplotu na vstupe s objemovým prietokom  $\dot{V}_2$ . Ten bol meraný indukčným prietokomerom FLOMAG 3000 – MP<sub>2</sub>. Na výstupe z trubiek sa nachádzal termočlánok  $T_4$ , ktorým sa zaznamenávala teplota vody na výstupe a následne bola zbieraná v zberači. Rovnako ako v predchádzajúcom prípade odchádzala zo sústavy v mieste „C“.

Požadované teploty na vstupe do sústavy v miestach „A“ a „B“ boli dosahované miešaním teplej a studenej vody za pomoci regulačných ventilov. Teplá voda bola získavaná z tepelného výmenníku, v ktorom bola ohrievaná studená voda z vodovodnej siete za pomoci plynového kotla. Studená voda bola teda odoberaná z vodovodnej siete.

Všetky namerané veličiny či už teploty vody ( $T_1$  až  $T_4$ ), alebo objemové prietoky ( $\dot{V}_1$  a  $\dot{V}_2$ ) boli kontinuálne zaznamenávané za pomoci prevodníkov DAQ 56 do počítača v prostredí LabView.

K vyhodnocovaniu režimov skrúpania a optimálneho rozloženia kvapalného filmu na trubkových zväzkoch bola použitá termovízna kamera (obr. 43). Jedná sa o modernú technológiu. Meranie je zabezpečované infračerveným polovodičovým detektorom uloženým v termovíznej kamere. Vďaka tejto technológii je možné bezdotykovo a nedeštruktívne merať povrchovú teplotu rôznych objektov, elektroniky, prípadne úniky tepla zo stavieb a takýmto spôsobom vyhľadávať potenciálne mechanické, elektrické alebo procesné problémy. Výsledkom termovízneho merania je grafický záznam – termogram. Najväčšou výhodou termovízneho merania je možnosť jeho vykonávania na danom objekte pri bežnej prevádzke bez toho, aby prišlo k akémukoľvek zásahu do činnosti objektu.



Obr. 43 Termovízna kamera FLIR SC 660 [29]

Termovízna kamera využíva k meraniu povrchovej teploty objektu elektromagnetické žiarenie, ktoré z neho vyžaruje. Konkrétne sa jedná o časť žiarenia nazývanú tepelné žiarenie s vlnovou dĺžkou 100 nm ~ 1 mm. Uvoľnené žiarenie sa šíri rýchlosťou svetla  $3 \cdot 10^8$  m·s<sup>-1</sup>. Tepelné žiarenie je vyžarované všetkými telesami s teplotou vyššou ako 0 Kelvínov.

Pri meraní bol využitý typ termovíznej kamery FLIR SC 660 (obr. 43) so základným objektívom, ktorého zorné pole je 45° x 34° / 0,2 m. S použitou termovíznou kamerou bolo možné snímať sekvencie s frekvenciou 30 Hz (tj. 30 obrázkov za sekundu). Doba nahrávania

bola 6 sekúnd pri rozlíšení obrazu 640 x 420 pixelov, ak bol záznam ukladaný do kamery. V prípade ukladania záznamu do počítača je možné nakrúcať až s frekvenciou 60 Hz a dĺžka záznamu je neobmedzená [28].

### 6.1.1 Použitá meracia technika

**Termočlánky ( $T_{1-4}$ )** použité k meraniu teplôt v sústave sú zapuzdrené zariadenia typu T s neuzemneným koncom a zvýšenou presnosťou. Merací rozsah sa pohybuje od -270 ÷ 400 °C. Boli kalibrované v kalibračnej peci CL1000 Series, ktorá udržiava presnosť nastavenej teploty na 0,15 °C.

**Prietokomer ( $V_{1-2}$ )** – súprava magneticko-indukčných prietokomerov FLOMAG 3000; merací rozsah rýchlostí 0,1 ÷ 12 m/s, presnosť  $\pm 0,5$  % rozsahu, výstup 4-20 mA [M],[N].



Obr. 44 Magneticko-indukčný prietokomer – FLOMAG 3000 [31]

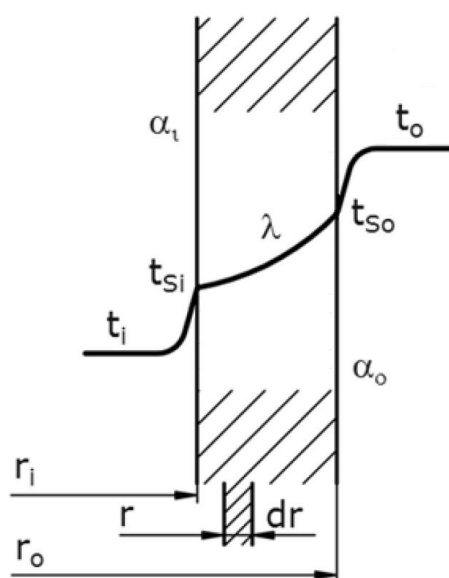
## 6.2 Vzťahy použité pri výpočte prestupu tepla

Súčiniteľ tepla udáva intenzitu, akou prebieha prestup tepla medzi povrchom steny telesa a kvapalinou, ktorá dané teleso obteká. Vo všeobecnosti platí, že čím je hodnota súčiniteľa prestupu väčšia, tým je množstvo tepla prechádzajúce z povrchu telesa do tekutiny väčšie. Toto tvrdenie je pravdivé len v prípade, že bude mať teleso vyššiu teplotu ako kvapalina.

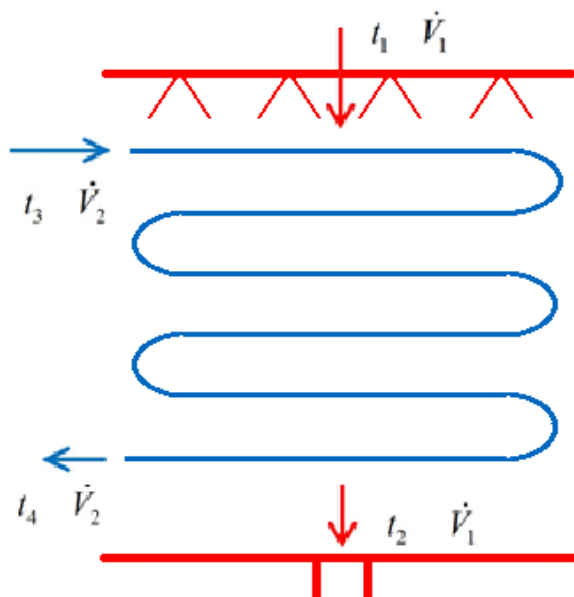
K prestupu tepla pri skrápaní dochádza najskôr prostredníctvom konvekcie medzi ohriatou kvapalinou dopadajúcou na povrch trubiek výmenníka a vonkajšou stenou trubiek. Potom dochádza k vedeniu tepla cez steny trubiek a na koniec dochádza ešte raz ku konvekcii medzi vnútornou stenou trubiek a chladiacou kvapalinou tečúcou v jej vnútri. Pribeh prestupu tepla stenou trubky je možné vidieť na obr. 45.

Na obr. 46 je vstupná, resp. výstupná teplota ohrievanej vody použitej na skrápanie trubiek, označená ako  $t_1$ , resp.  $t_2$  s hmotnostným prietokom  $\dot{V}_1$ . Teplota chladiacej vody vstupujúcej do sústavy s prietokom  $\dot{V}_2$  je na obr. 45 vyznačená ako  $t_3$  a chladiaca voda vystupuje z výmenníka s prietokom  $\dot{V}_2$ , pri teplote  $t_4$ .





Obr. 45 Prestup tepla stenou trubky (prevzaté a upravené) [30]



Obr. 46 Zjednodušená schéma tepelného výmenníka

Pri matematickom riešení daného tepelného výmenníka vychádzame z predpokladu, že prestup tepla radiáciou je rovný nule. Kvôli tomu je možné pri výpočte využiť súčiniteľ tepelného toku.

$$k_s = \frac{2 \cdot \pi}{\frac{1}{\alpha_i \cdot r_i} + \frac{1}{\lambda_s} \cdot \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{\alpha_o \cdot r_o}} \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (6.1)$$

Následne výsledný tepelný tok zo skrápacej kvapaliny do vody v trubkách je:

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_2 - \dot{Q}_1 = k_s \cdot \Delta T_{ln} \cdot L \quad [W] \quad (6.2)$$

$$k_s = \frac{\dot{Q}_s}{L \cdot \Delta T_{ln}} \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (6.3)$$

Ako L je braná celková dĺžka teplovýmenných plôch, tj. 6 trubiek s pracovnou dĺžkou 0,2 m => L = 1,2 m

kde teplo  $\dot{Q}_1$  resp.  $\dot{Q}_2$  je vypočítané z rovnice:

$$\dot{Q}_n = \dot{V} \cdot \rho_{12} \cdot h_n \quad [W] \quad (6.4)$$

kde  $h_1$  resp.  $h_2$  dostaneme ako funkciu teploty  $T_1$  resp.  $T_2$  a tlaku v sústave, ktorý je rovný tlaku atmosférickému:

$$h_n = f(p_{12}; T_n) \quad [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (6.5)$$

index n v tomto prípade označuje teplo, teplotu a entalpiu pre stav 1 resp. 2

Keďže sa jedná o krížový prúd, kedy je trubka s chladiacim médiom stočená 6x, jedná sa o súprudný výmenník. Stredný teplotný logaritmický spád sa počíta z rovnice:

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (6.6)$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(t_1 - t_4) - (t_2 - t_3)}{\ln \left( \frac{t_1 - t_4}{t_2 - t_3} \right)}$$

Súčiniteľ prestupu tepla na vonkajšej strane trubky dostaneme úpravou rovnice (6.1)

$$\alpha_o = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_o \cdot \left[ \frac{1}{k_s} - \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \alpha_i \cdot r_i} - \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_s} \cdot \ln \left( \frac{r_o}{r_i} \right) \right]} \quad (6.7)$$

$$\alpha_o = [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

V rovnici pre výpočet súčiniteľa prestupu tepla na vonkajšej strane trubky v rovnici (6.7), zostáva jediná neznáma a tou je súčiniteľ prestupu tepla na jej vnútornej strane. Tento súčiniteľ je možné vypočítať z Nusseltova kritéria definovaného ako pomer medzi prenosom tepla konvekciou na danej dĺžke teplovýmennej plochy a vedením tepla:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \Rightarrow \alpha_i = \frac{\overline{Nu}_D \cdot \lambda}{d_i} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (6.8)$$

V prípade, že platia nasledujúce podmienky:

- a) Jedná sa o plne vyvinuté turbulentné prúdenie => platí pre Reynoldsovo č. podmienka:

$$Re = \frac{w_i \cdot d_i}{\nu} \geq 10^4 \quad [-], \quad (6.9)$$

- b) Prandtlovo číslo sa nachádza v rozmedzí:

$$0,6 \leq \left( Pr = \frac{\nu}{\alpha} \right) \leq 160 \quad [-], \quad (6.10)$$

- c) Pre pomer dĺžky potrubia a jeho priemeru platí:

$$\frac{L}{d_i} \geq 10 \quad [-], \quad (6.11)$$

sa stredné Nusseltovo číslo vypočíta z rovnice:

$$\overline{Nu}_D = 0,023 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^n \quad [-] \quad (6.12)$$

kde sa koeficient  $n$  v prípade ohrievania kvapaliny v potrubí rovná 0,4 [-] a v prípade ochladzovania 0,3 [-].

Rýchlosť prúdenia kvapaliny vypočítame z objemového prietoku a prierezu trubiek

$$\dot{V}_1 = S_i \cdot w_i \Rightarrow w_i = \frac{4 \cdot \dot{V}_1}{\pi \cdot d_i} [m \cdot s^{-1}] \quad (6.13)$$

Výpočet hmotnostného prietoku vzťahnutého na dĺžku skrúpanej oblasti, ktorá je vymedzená bočnými hranami stojanu zo vzťahu:

$$\Gamma_1 = \frac{\dot{V}_1 \cdot \rho_{12}}{2 \cdot L} [kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}] \quad (6.14)$$

kde pre  $L$  platí to isté čo v rovnici (6.3), tj.  $L = 1,2 \text{ m}$

Nasledujúce veličiny boli vypočítané ako funkcie tlaku a strednej teploty v sústave za pomoci parných tabuliek X-ENG X Steam Tables for MS Excel [32]:

- Prandtlovo číslo:

$$Pr = pr_{pT} \left( p_{12}; \frac{t_1+t_2}{2} \right) [-] \quad (6.15)$$

- Kinematická viskozita ohriatej vody:

$$\nu_{12} = \nu_{pT} \left( p_{12}; \frac{t_1+t_2}{2} \right) [m^2 \cdot s^{-1}] \quad (6.16)$$

- Súčiniteľ tepelnej vodivosti ohriatej vody:

$$\lambda_{12} = \lambda_{pT} \left( p_{12}; \frac{t_1+t_2}{2} \right) [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (6.17)$$

- Hustota ohriatej vody:

$$\rho_{12} = \rho_{pT} \left( p_{12}; \frac{t_1+t_2}{2} \right) [kg \cdot m^{-3}] \quad (6.18)$$

- Merná tepelná kapacita ohriatej vody:

$$c_p = cp_{pT} \left( p_{12}; \frac{t_1+t_2}{2} \right) [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (6.19)$$

### 6.3 Priebeh experimentálneho merania

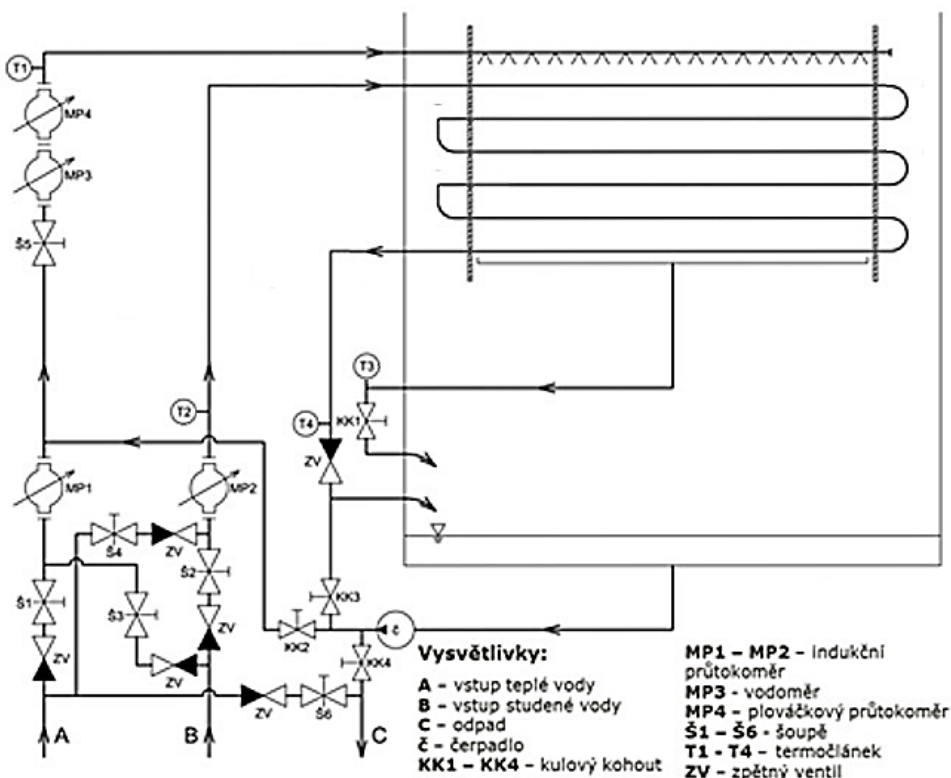
Ako už bolo uvedené vyššie, na meranie bolo použitých celkovo 24 kusov medených trubiek. Trubky boli rozdelené po 6 kusoch do 4 skupín. Povrchy trubiek boli podľa požiadaviek upravené. K dispozícii boli medené trubky s hladkým, pieskovaným, hladkým hydrofóbnym povrchom a pieskovaným povrchom s hydrofóbnymi vlastnosťami. Uvedené povrchy trubiek boli umiestnené do predpripraveného stojanu (*obr. 40*). Trubky boli pospájané gumovými hadicami, ktoré boli na trubkách upevnené pomocou hadicových sponiek. Po zapojení sa prekontrolovala tesnosť nielen na spojoch trubiek a gumových hadíc, ale aj celej obehovej sústavy. Kontrola prebehla pustením vody do sústavy. Zároveň sa overila aj funkčnosť čerpadla odvádzajúceho odpadovú vodu a použitých ventilov. Ak neboli nájdené netesnosti, spustil sa plynový kotol používaný na ohrev vody. Kotol disponoval regulátorom výkonu (1 – 9), čím sa nastavovala teplota ohrievanej vody  $T_1$ . Po dosiahnutí požadovaného výkonu kotla bola do sústavy vpustená ako chladiaca, tak aj ohrievaná voda.

Meranie môže byť rozdelené na dve pomyselné časti. V prvej časti boli trubky výmenníka ohrievané skrúpacou vodou vychádzajúcou z distribučnej trubky, s teplotou  $T_1 = 40$  °C a v druhej bola teplota ohriatej vody zvýšená na teplotu  $T_1 = 50$  °C. Navyše bol korigovaný objemový prietok ohrievanej vody  $\dot{V}_1$  od  $0,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  až do  $2,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  a pri teplote  $T_1 = 50$  °C až do  $3,0 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ . Prietok bol regulovaný s použitím regulačných ventilov, s ktorými sa upravovala aj teplota vody. Každý z týchto ventilov bol opatrený spätnou klapkou, aby nedochádzalo k spätnému prúdeniu vody.

Teploty vody boli merané na štyroch miestach, na *obr. 42* označených ako  $T_1$  až  $T_4$ , s použitím termočlánkov. Teplota  $T_2$  resp.  $T_4$  predstavuje výstupnú teplotu vody v sústave „A“ resp. „B“ po tepelnej výmene. K určovaniu a úprave prietokov v sústave boli použité magneticko-indukčné prietokomery, ktoré je možné nájsť na *obr. 42* pod označením „ $MP_1$ “ a „ $MP_2$ “.

Regulácia teploty ohriatej vody  $T_1$  bola vykonávaná jej zmiešavaním so studenou vodou z centrálnej vodovodnej siete. Čiže dochádzalo buď k zvyšovaniu/znižovaniu prietoku studenej vody privádzanej z vetvy „B“ do vetvy „A“, otváraním/zatváraním ventilu označenom na *obr. A* ako „Š3“. Nevýhodou tejto regulácie bola zmena prietoku v momente úpravy teploty. Kvôli tejto problematike sa v sústave „A“ nachádzal ešte jeden regulačný ventil, na *obr. 42* označený ako „Š5“, ktorý bol používaný k upravovaniu prietoku na požadovanú hodnotu.

V trúbkách výmenníka prúdila chladiaca voda, ktorej teplota a prietok boli počas doby merania konštantne udržiavané na teplote  $T_3 = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$  a prietoku  $\dot{V}_2 = 10 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ . Teplota bola na začiatku merania upravená rovnakým spôsobom, ako tomu bolo v prípade regulácie ohriatej vody. V tomto prípade k tomu slúžil ventil označený na *obr. 42* ako „Š4“, ktorým bola do sústavy „B“ privádzaná časť teplej vody zo sústavy „A“. Ďalšie zásahy do sústavy „B“ po nastavení vstupných parametrov neboli potrebné, keďže prietok a teplota boli počas experimentálneho merania nemenné.



Obr. 42 Schéma testovanej trate (prevzaté a upravené) [28]

## 6.4 Vyhodnotenie experimentálneho merania

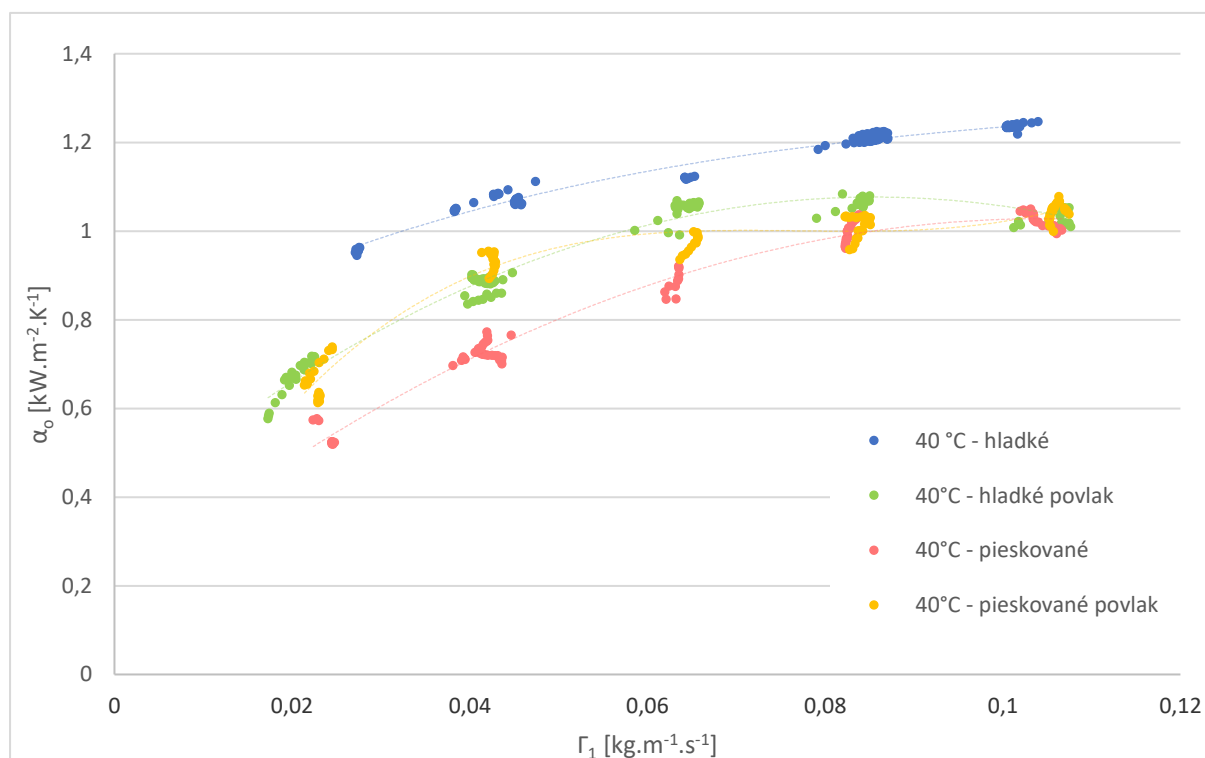
Počas experimentu boli zaznamenávané teploty skrápacej (ohriatej) vody na výstupe z distribučnej trubky  $T_1$  a za poslednou trúbkou výmenníka  $T_2$  spolu s hmotnostným prietokom  $\dot{V}_1$ . Ďalej teplota chladiacej vody na vstupe do trúbok výmenníka  $T_3$ , teplota na jeho výstupe  $T_4$  a objemový prietok chladiacej vody  $\dot{V}_2$ . Teplotný rozsah prípustný počas regulácie teplôt  $T_1$  a  $T_3$ , bol  $\pm 1$  °C. Tento rozsah platil pre zvolené teploty  $T_1$  a  $T_3$ , 15 °C a 40 °C resp. 15 °C a 50 °C. Pre objemový prietok bol počas experimentu zvolený prípustný rozsah pre stabilný prietok  $\dot{V}_1$  a  $\dot{V}_2 \pm 0,1 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ .

Výpočet súčiniteľa prestupu tepla na vonkajšej strane trúbok prebiehal nasledovne. Najskôr bol vypočítaný tepelný tok odobraný skrápanej kvapaline  $\dot{Q}_S$  z rozdielu tepelných tokov na výstupe z distribučnej trubky a za poslednou trúbkou výmenníka (podľa rovnice (6.2)). Potom na základe rovnice (6.6) bol vypočítaný stredný logaritmický spád  $\Delta T_{ln}$ . Z odobraného tepelného toku a stredného logaritmického spádu bolo možné podľa rovnice (6.3) stanoviť súčiniteľ prestupu tepla  $k_s$ . Poslednou neznámou v rovnici (6.7) použitej pri výpočte súčiniteľa prestupu tepla na vonkajšej strane trubky  $\alpha_o$ , bol súčiniteľ prestupu tepla na vnútornej strane  $\alpha_i$ . Ten bol stanovený z rovnice (6.8). V tejto rovnici vystupujú neznáme veličiny akými sú súčiniteľ tepelnej vodivosti, Nusseltovo, Prandtlovo a Reynoldsovo číslo. Rovnice použité k ich výpočtu sa nachádzajú v kapitole 6.2.

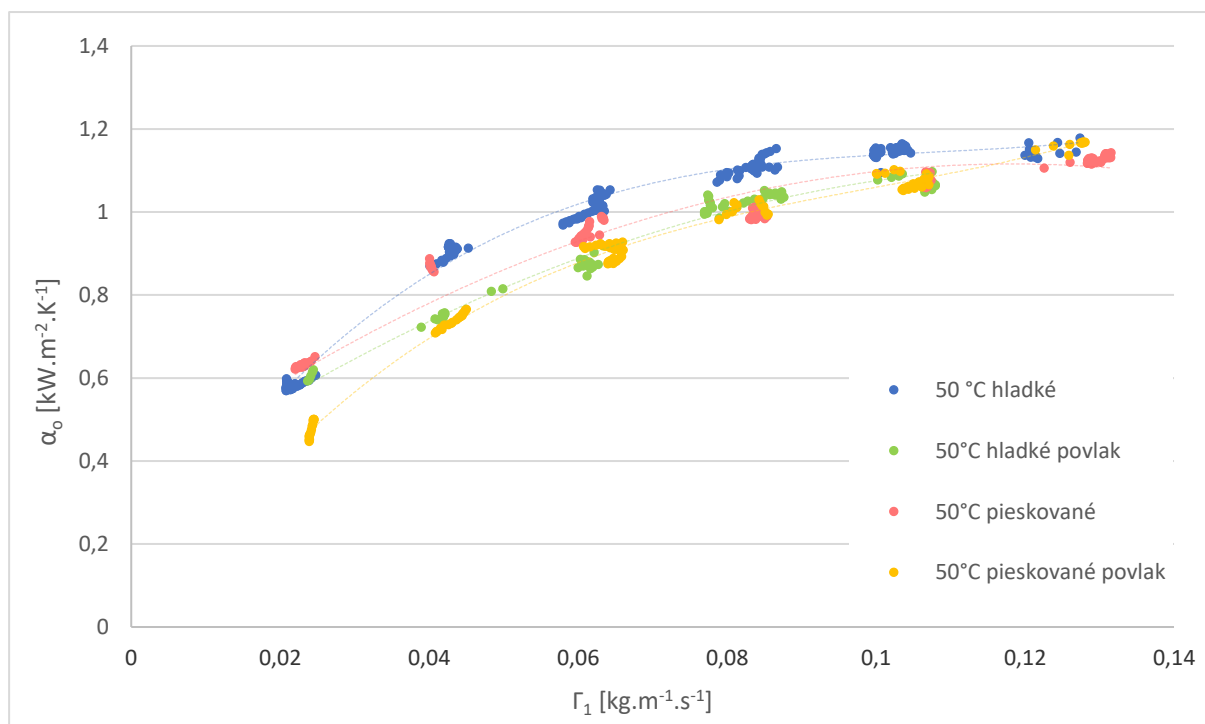
Veličiny, ktoré boli použité k porovnávaniu vlastností trúbok, boli vypočítané použitím rovníc popísaných v kapitole 6.2. Ako prvý bol vypočítaný súčiniteľ prestupu tepla na vnútornej strane trúbok  $\alpha_i$ , v ktorých prúdila studená voda. Jeho hodnota činila pri teplote ohriatej vody  $T_1 = 40$  °C resp.  $T_1 = 50$  °C, ktorou sa polievali trubky výmenníka a najvyššom hmotnostnom prietoku  $\dot{V}_1 = 2,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  resp.  $\dot{V}_1 = 3,0 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ , okolo  $7377,4 \pm 25,3 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  resp. cca  $7995,7 \pm 33,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ . Pri znižovaní prietoku až na najnižšiu meranú úroveň, pri ktorej bol  $\dot{V}_1 = 0,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ , dochádzalo k premene hodnoty súčiniteľa prestupu tepla na vnútornej strane trúbok, v prípade  $T_1 = 40$  °C na úroveň cca  $7340,7 \pm 27,8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ . Pri teplote  $T_1 = 50$  °C a rovnakom prietoku sa jeho hodnota pohybovala okolo  $7956,3 \pm 39,4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ . Ďalšou vypočítanou veličinou bol tepelný tok odobraný ohriatej vode, ktorý sa pri znižovaní objemového prietoku zmenšoval. Pri teplote  $T_1 = 40$  °C a prietoku  $\dot{V}_1 = 2,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ , bola najvyššia vypočítaná priemerná hodnota odobraného tepelného toku na hladkých trúbkách na úrovni cca  $3700,5 \pm 36,4 \text{ W}$ . V prípade hladkých trúbok s hydrofóbnou úpravou povrchu sa jednalo o hodnotu okolo  $2192,2 \pm 49,1 \text{ W}$ , u pieskovaných trúbok bola veľkosť prestupu tepla povrchom trubky cca  $2146,1 \pm 33,8 \text{ W}$  a nakoniec pri pieskovaných trúbkách s hydrofóbnym povlakom bol prestup na úrovni cca  $2186,8 \pm 29,7 \text{ W}$ . V druhom prípade, kedy teplota skrápacej vody bola na hodnote  $T_1 = 50$  °C, objemový prietok mal veľkosť  $\dot{V}_1 = 3,0 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ , boli priemerné namerané hodnoty prestupu tepla stenou trubky pri daných povrchoch nasledujúce: hladký povrch trúbok cca  $3774,1 \pm 42,3 \text{ W}$ , hladké trubky s hydrofóbnym povrchom cca  $3426,4 \pm 48,5 \text{ W}$ , trubky s pieskovanou úpravou povrchu cca  $3526,3 \pm 39,8 \text{ W}$  a konečne pieskované trubky s hydrofóbnym povrchom cca  $3595,5 \pm 32,9 \text{ W}$ . Poslednou a zároveň

najdôležitejšou zisťovanou veličinou bol súčiniteľ prestupu tepla na vonkajšom povrchu trubiek  $\alpha_o$ . Pri maximálnom prietoku skrúpanej vody  $\dot{V}_1 = 2,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  resp.  $\dot{V}_1 = 3,0 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  a teplote skrúpania  $T_1 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  resp.  $T_1 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ , bol priemerný súčiniteľ prestupu tepla na povrchu hladkých trubiek cca  $1235,7 \pm 14,0 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  resp. cca  $1145,0 \pm 24,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ . Pre hladké trubky s hydrofóbnou úpravou povrchu to bolo cca  $1035,3 \pm 22,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  resp. cca  $1255,0 \pm 47,2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ . Pri pieskovaných trubkách sa priemerná hodnota súčiniteľa pohybovala okolo  $1049,9 \pm 28,0 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  resp. cca  $1126,0 \pm 18,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  a v prípade pieskovaných trubiek s hydrofóbnou úpravou povrchu sa jednalo o priemernú hodnotu na úrovni cca  $1044,6 \pm 39,1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  resp. cca  $1162,5 \pm 16,0 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ . Pri znižovaní prietoku dochádza ku klesaniu hodnôt súčiniteľa prestupu tepla na vonkajšej strane trubky.

Na obr. 47 sa nachádza graf zobrazujúci súčiniteľ prestupu tepla na vonkajšej strane trubky v závislosti na hmotnostnom prietoku skrúpanej (ohriatej) vody, ktorý je vzťahnutý na dĺžku trubiek výmenníka. Hmotnostný prietok je možné vypočítať na základe vzťahu (6.14). Veličiny vyobrazené na obr. 47 boli merané pri prietokoch 0,5 až  $2,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ . Prietok bol meraný vzostupne, tj. od  $2,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  pri jeho pravidelnom znižovaní po  $0,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  až na minimálnu hodnotu, ktorá v tomto prípade činila  $0,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ . Teplota ohriatej vody vystupujúcej z distribučnej trubky bola  $T_1 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ . Jednotlivé povrchy sú pre lepšiu prehľadnosť a čitateľnosť grafu farebne odlíšené.



Obr. 47 Závislosť súčiniteľa prestupu tepla na hmotnostnom prietoku pri  $40 \text{ }^\circ\text{C}$



Obr. 48 Závislosť súčiniteľa prestupu tepla na hmotnostnom prietoku pri 50 °C

Obr. 48 rovnako ako obr. 47 charakterizuje závislosť prestupu tepla na vonkajšej strane trubky na hmotnostnom prietoku vzťahnutom na dĺžku trubiek výmenníka. Odlišnými znakmi sú v tomto prípade vyššia teplota ohriatej vody vystupujúcej z distribučnej trubky a vyšší objemový prietok. Teplota skrúpanej vody je v tomto prípade spolu s jej prietokom vyššia, konkrétne  $T_1 = 50$  °C a objemový prietok sa pohybuje od 0,5 až do 3,0  $l \cdot \text{min}^{-1}$  (rovnako ako v prvom prípade sa pravidelne znižuje o 0,5  $l \cdot \text{min}^{-1}$ ).

Jednotlivé povrchy sú pre lepšiu prehľadnosť a čitateľnosť grafu farebne odlišené. Z grafov je jasne vidieť, že pri zvyšovaní/znižovaní prietoku na výstupe z distribučnej trubky, dochádza k nárastu/poklesu súčiniteľa prestupu tepla  $\alpha_0$ . Na vykreslených závislostiach je možné vidieť oblasť, v ktorej sa začínajú veličiny prekrývať. Jedná sa o hodnoty hmotnostného prietoku začínajúce od cca 0,08 do cca 0,12. Tieto hodnoty ležia v tzv. chybovom pásme, ktoré sa nazýva aj pásmom neistôt [30]. Touto problematikou sa zaoberal pán Ing. Petr Kracík Ph.D. vo svojej dizertačnej práci. Ide o pásmo vznikajúce vďaka odchýlkam v hmotnostnom prietoku. Tie sú spôsobované blízkosťou rozdielov teplôt  $(t_1 - t_4)$  a  $(t_2 - t_3)$  v logaritmickom teplotnom spáde, na základe čoho dochádza k takémuto prekrývaniu hodnôt.

Pri teplote  $T_1 = 40$  °C (obr. 47) bolo dosiahnutých najväčších hodnôt prestupu tepla na hladkých trubkách bez hydrofóbnej úpravy povrchu. Výsledkom, ktoré som namerlal pri prietokoch 2,0  $l \cdot \text{min}^{-1}$  a 2,5  $l \cdot \text{min}^{-1}$ , nebudem prikladať veľký dôraz, nakoľko sa jedná o „skreslené“ hodnoty, nachádzajúce sa v chybovej zóne, ktorá bola objasnená vyššie. V prípade prietokov 0,5 ~ 1,5  $l \cdot \text{min}^{-1}$  bol súčiniteľ prestupu tepla na vonkajšom povrchu hladkých trubiek (bez hydrofóbneho povlaku) výrazne väčší od zvyšných troch povrchových úprav trubiek. V priemere šlo o hodnotu na úrovni cca 200  $W \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ . Na obr. 47 je možné vidieť, že táto hodnota rozdielu bola približne rovnaká u všetkých testovaných prietokov. Jedinou väčšou výnimkou bol rozdiel medzi hladkým a pieskovaným povrchom,

kedy sa jeho priemerná hodnota pri prietoku  $0,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  resp.  $1,0 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  priblížila až na úroveň  $419 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  resp.  $341 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ . Zaujímavý jav nastal v prípade pieskovaných trubiek, u ktorých boli nadobudnuté hodnoty súčiniteľa prestupu tepla  $\alpha_o$  pri trubkách s hydrofóbnym povlakom vyššie v priemere o  $100 \sim 150 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ , než tomu bolo v prípade pieskovaných trubiek. Hodnoty boli závislé na veľkosti prietoku vody, ktorou boli trubky výmenníka ohrievané, čím bol prietok menší, tým bol rozdiel väčší.

Pri teplote  $T_1 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$  (obr. 48) bolo dosiahnutých približne podobných výsledkov, s tým rozdielom, že boli zanedbávané výsledky pri prietokoch ohriatej vody z distribučnej trubky od  $2,0 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  do  $3,0 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ , nakoľko sa nachádzali v už niekoľkokrát zmienenom pásme neistôt. Aj v tomto prípade boli dosiahnuté najvyššie hodnoty pri čistých hladkých medených trubkách bez akejkoľvek povrchovej úpravy, avšak rozdiely medzi priemerami súčiniteľov prestupov tepla tohto a zvyšných troch povrchov boli podstatne menšie. Pri prietokoch  $1,0 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  a  $1,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  bola priemerná hodnota rozdielu približne  $130 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ . To však neplatilo pre rozdiel medzi hladkými a pieskovanými trubkami bez hydrofóbného povrchu, kde rozdiel ich priemerných hodnôt činil cca  $40 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  a dokonca v prípade prietoku  $0,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  bol rozdiel priemerov o cca  $47 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  väčší v prospech pieskovaného povrchu. Zmena nastala aj pri pieskovaných trubkách s a bez hydrofóbného povlaku, kedy bol rozdiel priemerných hodnôt súčiniteľa prestupu tepla na vonkajšej strane pieskovaných trubiek väčší o cca  $80 \sim 110 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  oproti pieskovaným trubkám s hydrofóbnym povrchom.

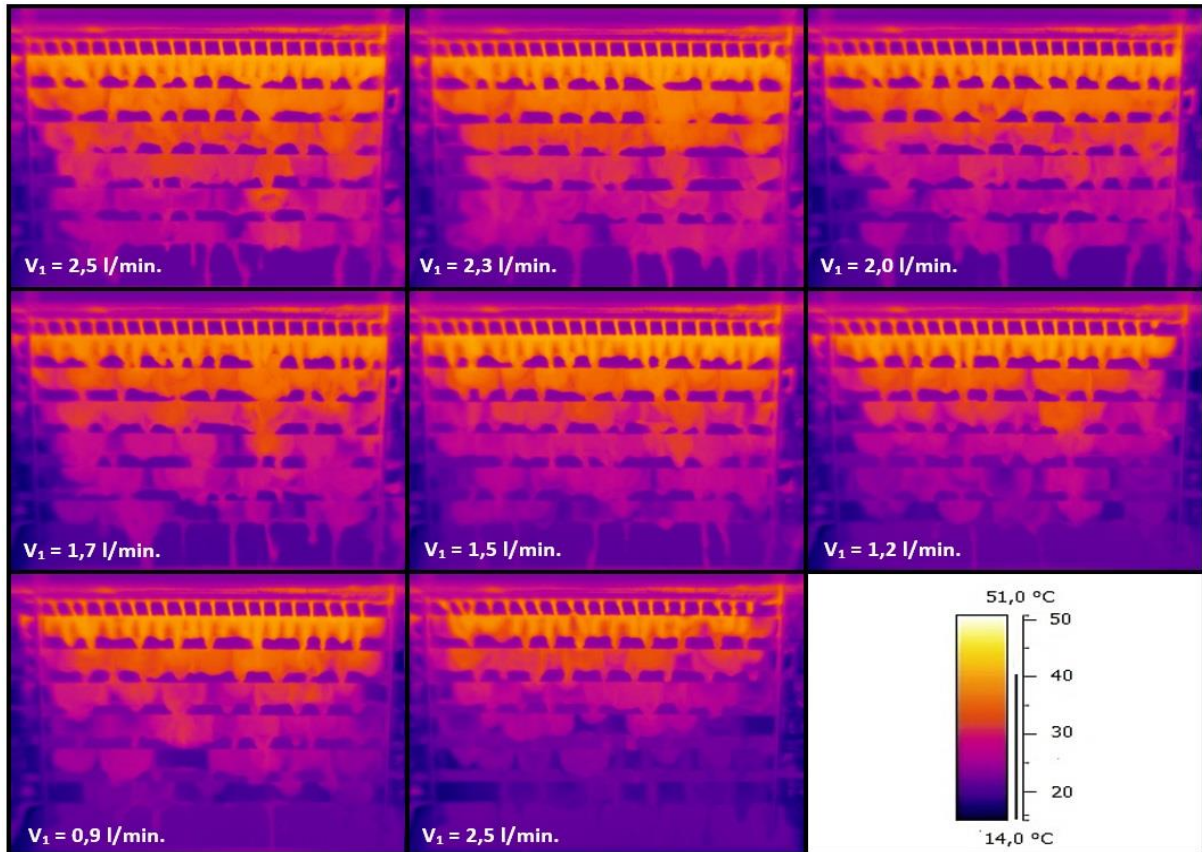
## 6.5 Vyhodnotenie experimentálnej časti – termovízia

Počas experimentálneho merania boli zaznamenávané nahrávky priebehu skrúpania za pomoci termovízie. Bola použitá termovízna kamera FLIR SC 660 s objektívom, ktorého zorné pole bolo  $45^\circ \times 34^\circ / 0,2 \text{ m}$ . S touto konfiguráciou má kamera rozlíšenie  $640 \times 480$  pixelov s presnosťou  $\pm 1,0 \text{ }^\circ\text{C}$  alebo v prípade obmedzenia skúmaného rozsahu sa jedná o  $\pm 1,0 \%$  z rozsahu. Čo v prípade nastavenia teplotného rozsahu  $14 \text{ }^\circ\text{C}$  až  $51 \text{ }^\circ\text{C}$  pri teplotnom gradiente  $15/50 \text{ }^\circ\text{C}$  odpovedá chybe merania  $\pm 0,33 \text{ }^\circ\text{C}$ .

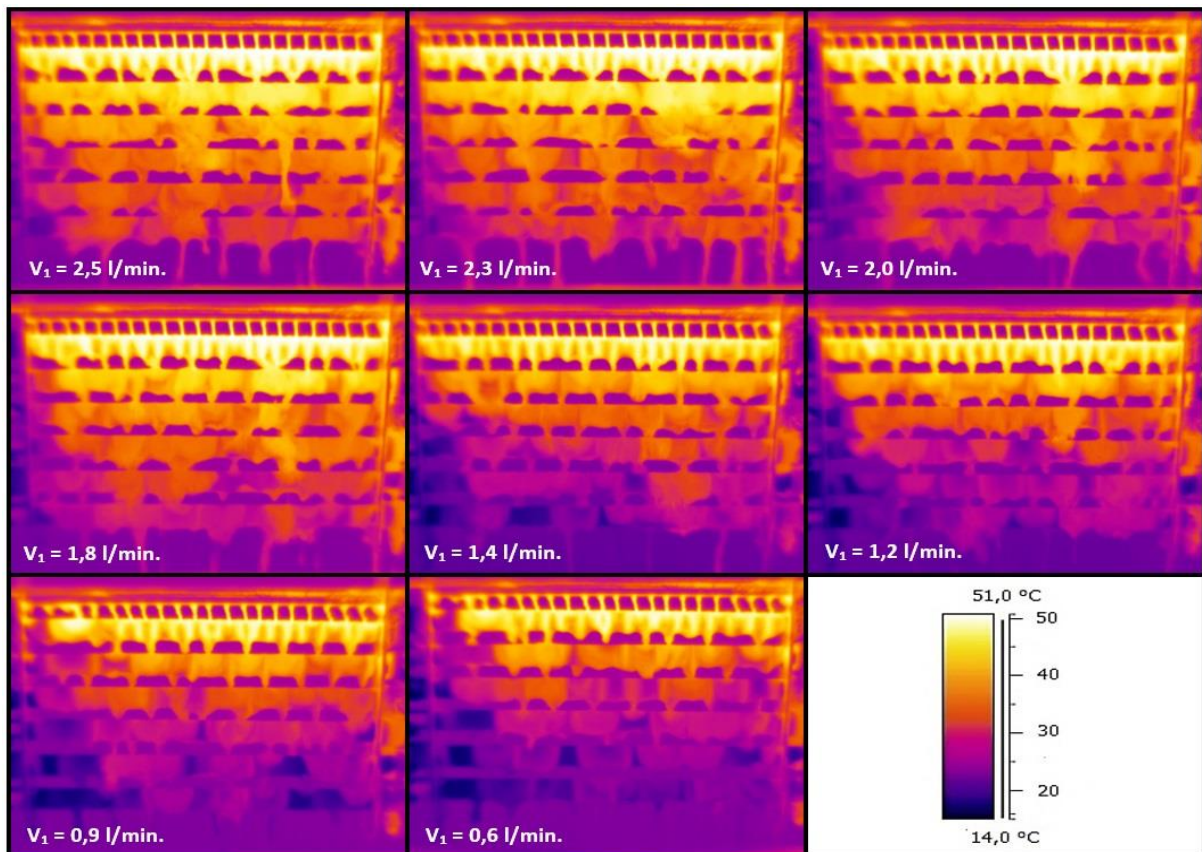
Záznam bol vyhotovovaný po dobu 6 sekúnd so sekvenciou snímania  $30 \text{ Hz}$ . To znamená, že jeden záznam disponoval 181 snímkami. Záznam môže byť ukladaný buď na pamäťovú kartu v kamere, alebo v prípade pripojenia k PC, môže byť za pomoci programu ThermaCAM Researcher Pro 2.10 ukladaný vo formáte \*.irs priamo v PC. Pri vyhodnocovaní záznamu z kamery, k nim bola priradená teplotná škála v rozmedzí  $14 \text{ }^\circ\text{C}$  až  $51 \text{ }^\circ\text{C}$  a snímky boli uložené do grafického formátu \*.png pre ďalšie spracovanie [30].

Na obr. 49 a obr. 50 sa nachádza výber zo snímkov pri jednotlivých sekvenciách zaznamenaných počas experimentálneho testovania hladkých trubiek bez hydrofóbných povrchov. Trubky vo výmenníku boli skrúpané teplotou  $T_1 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  resp.  $T_1 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ . Každý obrázok obsahuje 8 vybraných záznamov. V ľavom dolnom rohu každej snímky sa nachádza údaj o aktuálnom objemovom prietoku v čase fotky. Okrem poslednej, deviatej, kde sa nachádza farebná škála platná pre predložené záznamy.



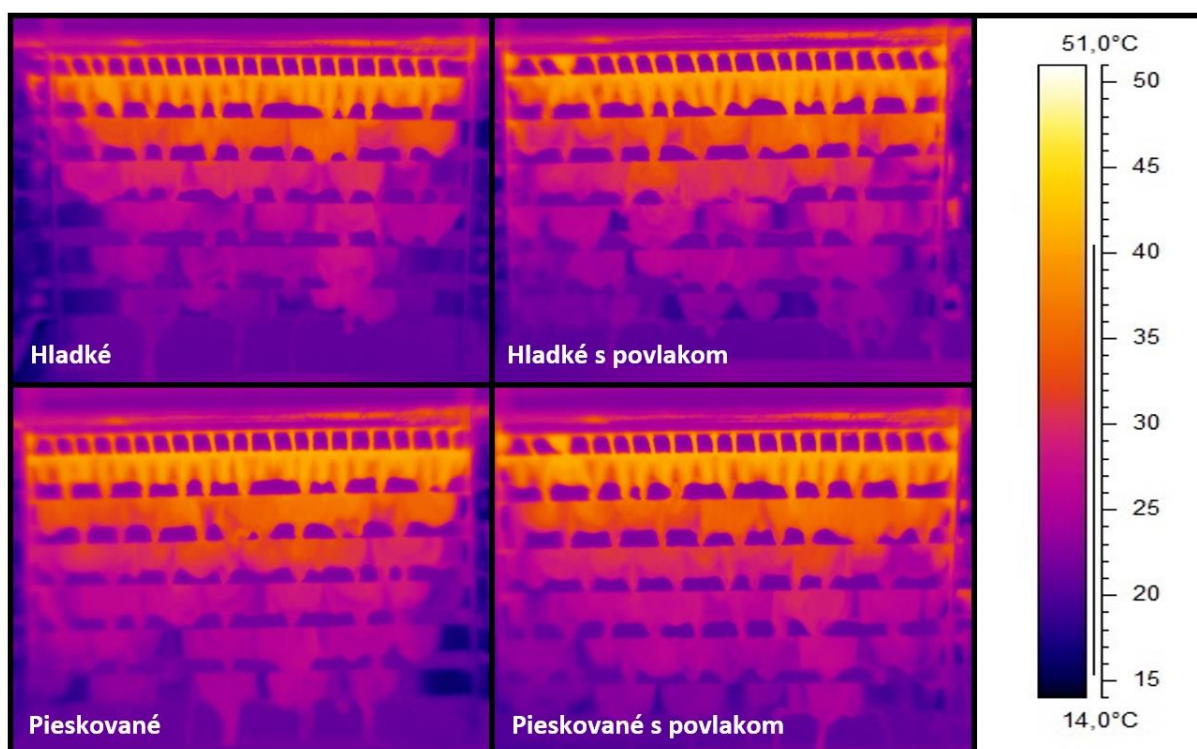


Obr. 49 Vybrané záznamy vyhotovené počas experimentálneho merania pri teplote  $T_1 = 40\text{ °C}$



Obr. 50 Vybrané záznamy vyhotovené počas experimentálneho merania pri teplote  $T_1 = 50\text{ °C}$

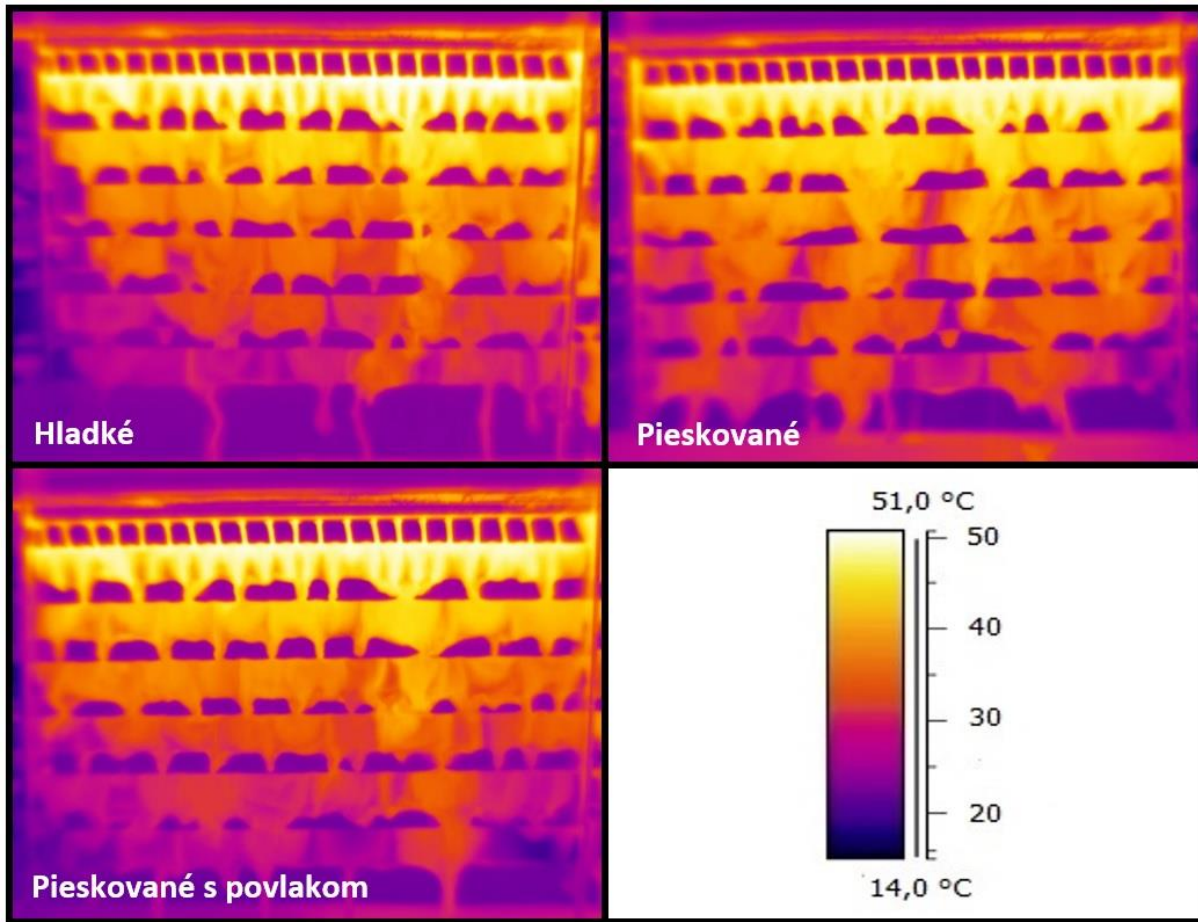
Na obr. 49 a obr. 50 sú jasne viditeľné pramienky ohriatej vody vytekajúcej z distribučnej trubky. Na všetkých uvedených obrázkoch je možné pozorovať takmer rovnomerné rozdelenie ohriatej vody na prvej trubke. Voda sa na nej začína zhlukovať a má snahu o vytvorenie menších pramienkov, vďaka čomu dochádza k nerovnomernému zaplavovaniu ďalších radov trubiek. Pri nižších rýchlostiach sú vidno „vlny“, v ktorých dochádza k stekaniu ohriatej vody. Tieto vlny by boli lepšie viditeľné v prípade použitia dlhších trubiek. Pri menších prietokoch a hlavne na posledných radoch trubiek sú badateľné tmavé miesta. Je to predovšetkým kvôli tomu, že v týchto častiach je voda, ktorou boli klopené trubky, ochladená na teplotu rovnú chladiacej vode. Môže sa samozrejme jednať aj o miesta, na ktorých nie je žiadna skrúpaná voda, ale taký stav nebol počas experimentálneho merania zaznamenaný.



Obr. 51 Grafické porovnanie stability kvapalných filmov pri  $\dot{V}_1 = 1,0 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  a  $T_1 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$

Na obr. 51 sú znázornené štyri testované povrchy pri jednotnom objemovom prietoku  $\dot{V}_1 = 1,0 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  a teplote vody vychádzajúcej z distribučnej trubky  $T_1 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ . Farebná škála teplôt vykreslená v pravej časti obrázka je platná pre všetky záznamy. V ľavom dolnom rohu každého snímku je bielou farbou uvedený typ povrchovej úpravy trubiek.

Pri všetkých povrchoch je možné pozorovať rovnomerné rozliatie vodného filmu po celej dĺžke prvej trubky. To sa ale počas stekania mení a kvapalina má tendenciu sa zhlukovať v strede trubiek. Kde dochádza k tvorbe pomerne vysokého kvapalného filmu resp. medznej vrstvy. Najrovnomernejšie rozloženie kvapalného filmu nastáva v prípade pieskovaných trubiek, ktorých povrch bol hydrofóbne upravený. Podľa výpočtov vyšla najvyššia hodnota súčiniteľa prestupu tepla na vonkajšej strane u trubiek s hladkým povrchom. Naopak najhorší súčiniteľ prestupu bol v prípade pieskovaných trubiek.



Obr. 53 Grafické porovnanie stability kvapalných filmov pri  $T_1 = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$  a  $\dot{V}_1 = 1,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$

Pre obr. 53 platí to isté čo u obr. 52, tj. v ľavom dolnom rohu záznamov sú bielou farbou uvedené názvy na daných fotkách a vpravo dole je uvedená farebná škála teplôt, ktorá je zhodná pre zobrazené povrchy. Obrázky boli vyhotovené pri objemovom prietoku  $\dot{V}_1 = 1,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  a teplote skrápania  $T_1 = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Vyššia výtoková rýchlosť ohriatej vody z distribučnej trubky spôsobila lepšie rozliatie kvapaliny na prvých dvoch radoch trubiek, ale potom začalo opäť dochádzať k tvorbe vln, v ktorých stekala k ďalším trubkám. Zhlukovanie kvapaliny do pramienkov, je najlepšie vidieť u pieskovaných trubiek. K ich tvorbe zrejme dopomohol pórovitý povrch trubiek, ktoré kladú kvapaline väčší odpor. V prípade pieskovaných trubiek s hydrofóbnym povrchom mohlo dôjsť vplyvom nástreku k vyplneniu nerovností, čoho následkom bolo takmer rovnomerné rozloženie kvapalného filmu na zmočených trubkách. Najvyššia hodnota bola aj v tomto prípade dosiahnutá pri hladkých trubkách bez povrchových úprav.

## 7 Návrh a výpočet kondenzátora

Pri tepelnom výpočte budem vychádzať zo zadaných parametrov, za pomoci ktorých si hodnoty buď dohľadám v parných tabuľkách, alebo ich vyrátam za pomoci nasledujúcich vzťahov.

Tab. 1 Zadané parametre pre výpočet kondenzátora

Tepelný výkon kondenzátora	$\dot{Q}$	1000	[kW]
Entalpia pary na vstupe do kondenz.	$i_{pi}$	2366,815	[kJ·kg <sup>-1</sup> ]
Tlak vákua v kondenzátore	$p_k$	0,08	[bar (a)]
Množstvo chladiacej vody na vst. do kondenz.	$m_{vi}$	24,5	[kg·s <sup>-1</sup> ]
Teplota chladiacej vody na vstupe do kondenz.	$t_{vi}$	26	[°C]

Voda bude chladená chladiacimi vežami a ako materiál teplovýmenných trubiek som zvolil zliatinu medi a niklu s označením CuNi10. Jedná sa o bežne používaný materiál pri konštrukcii výmenníkov v energetickom priemysle s dobrou odolnosťou proti korózii, ale tento materiál je náchylnejší na čpavkovú koróziu.

### Určenie parametrov pary a chladiacej vody

Vstupné parametre pary:  $p_k = 0,08 \text{ bar}(a)$

$$i_{pi} = 2366,815 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Parametre kondenzátoru na medzi sýtosti:

$$i_k = 173,8518 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$t_k = 41,5252 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$v_k = 0,001008 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Parametre chladiacej vody:  $t_{vi} = 26 \text{ }^\circ\text{C}$

Tlak chladiacej vody:  $p_{vi} = 4 \text{ bar}(a)$

Entalpia chl. vody f ( $t_{vi}$ ;  $p_{vi}$ ):  $i_{vi} = 109,3867 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Hustota chl. vody f ( $t_{vi}$ ;  $p_{vi}$ ):  $\rho_{vi} = 996,9212 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Merná tep. kapac. f ( $t_{vi}$ ;  $p_{vi}$ ):  $cp_{vi} = 4,1806 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

### Výpočet merného objemu mokrej pary

Para sa nie vždy nachádza pri výstupe z turbíny na medzi sýtosti, kedy  $x = 1$ , ale väčšinou sa pohybuje pod krivkou, tj. v oblasti mokrej pary. Z tohto dôvodu je potrebné dopočítať merný objem mokrej pary v danom objeme.

$$\text{Entalpia sýtej kvap. f (p}_k\text{): } i' = 173,8518 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\text{Entalpia sýtej pary f (p}_k\text{): } i'' = 2576,239 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\text{Merný obj. sýtej kvap. f (p}_k; i')\text{: } v' = 0,001008 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\text{Merný obj. sýtej pary f (p}_k; i'')\text{: } v'' = 18,099 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\text{Pomerná suchosť pary } x\text{: } x = 91,2827 \text{ \%}$$

$$x = \frac{i_{pi} - i'}{i'' - i'} \quad [-] \quad (7.3)$$

$$x = \frac{2366,815 - 173,8518}{2576,239 - 173,8518}$$

$$x = 0,912827 \cdot 100$$

$$x = 91,2827 \text{ \%}$$

Potom čo poznáme pomernú suchosť, môžeme dopočítať merný objem mokrej pary  $v_p$

$$v_p = x \cdot (v'' - v') + v' \quad [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (7.2)$$

$$v_p = 0,912827 \cdot (18,099 - 0,001008) + 0,001008$$

$$v_p = 16,5213 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

### Výpočet množstva pary vstupujúcej do kondenzátora

Množstvo pary vstupujúcej do kondenzátora je dôležité v ďalších výpočtoch.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{pi} \cdot (i_{pi} - i_k) \quad [\text{kW}] \quad (7.3)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{pi} \cdot (i_{pi} - i_k) \Rightarrow \dot{m}_{pi} = \frac{\dot{Q}}{(i_{pi} - i_k)} = \frac{1000}{(2366,815 - 173,8518)}$$

$$\dot{m}_{pi} = 0,456 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

### Výpočet teploty chladiacej vody na výstupe

Za pomoci zákona o zachovaní energie a bilančnej rovnice vypočítame teplotu, o ktorú sa chladiaca voda ohreje oproti vstupnej teplote  $t_{vi}$ .

$$\dot{m}_{pi} \cdot (i_{pi} - i_k) = \dot{m}_{vi} \cdot c_{pvi} \cdot (i_{ve} - i_{vi}) \quad (7.4)$$

Po úprave bilančnej rovnice dostaneme tvar rovnice, ktorý použijeme na výpočet teploty ohriatia vstupnej chladiacej vody.

$$\Delta t_v = \frac{\dot{m}_{pi} \cdot (i_{pi} - i_k)}{\dot{m}_{vi} \cdot c_{pvi}} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (7.5)$$

$$\Delta t_v = \frac{0,456 \cdot (2366,815 - 173,8518)}{24,5 \cdot 4,1806}$$

$$\Delta t_v = 9,7633 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplotu vystupujúcej chladiacej vody zistíme pripočítaním teplotného rozdielu k vstupnej teplote chladiacej vody.

$$t_{ve} = t_{vi} + \Delta t_v \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (7.6)$$

$$t_{ve} = 26 + 9,7633$$

$$t_{ve} = 35,7633 \text{ }^\circ\text{C}$$

### Výpočet stredného logaritmického rozdielu teplôt

Stredný logaritmický rozdiel teplôt je dôležitá hodnota pre výpočet veľkosti teplovýmennej plochy kondenzátora. Výslednú teplotu získame z teplotných rozdielov medzi teplotou kondenzátu a teplotou chladiacej vody na vstupe do kondenzátora a na jeho výstupe.

$$\Delta t_1 = t_k - t_{vi} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (7.7)$$

$$\Delta t_1 = 41,5252 - 26$$

$$\Delta t_1 = 15,5252 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_k - t_{ve} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (7.8)$$

$$\Delta t_2 = 41,51 - 35,7633$$

$$\Delta t_2 = 5,7619 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplotný rozdiel  $\Delta t_2$  by nemal byť menší ako 5  $^\circ\text{C}$ .

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (7.9)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{15,5252 - 5,7619}{\ln \frac{15,5252}{5,7619}}$$

$$\Delta t_{ln} = 9,85 \text{ }^\circ\text{C}$$

## Výpočet súčiniteľa prestupu tepla

Jeden z najdôležitejších faktorov pri navrhovaní výmenníkov je stanovenie správnej hodnoty súčiniteľa prestupu tepla. Na jeho hodnote závisí výsledná veľkosť teplovýmennej plochy kondenzátora. Pri prenose tepla v kondenzátore dochádza k fázovej premene, ktorá výpočet súčiniteľa prenosu tepla trochu komplikuje. Aj z tohto dôvodu som použil metódu HEI (Heat Exchange Institute) [K]. Pri tejto metóde sa výpočet uskutočňuje za pomoci empirických vzťahov, ktoré boli získané z výsledkov pri meraní už existujúcich zariadení. Vzorec, ktorý som použil na výpočet súčiniteľa prestupu tepla, je funkciou nasledujúcich veličín:

Strednej rýchlosti prúdenia chladiacej vody v trubkách	$w_s$ [m.s <sup>-1</sup> ]
Teploty chladiacej vody na vstupe do kondenzátora	$t_{vi}$ [°C]
Vonkajší priemer teplovýmenných trubiek	$d_e$ [m]
Hrúbky stien teplovýmenných trubiek	$\delta$ [m]
Súčiniteľa teploty chladiacej vody	$c_t$ [-]
Súčiniteľa materiálu trubiek	$c_m$ [-]
Súčiniteľa čistoty trubiek	$c_c$ [-]

$$k = 2,854 \cdot (1 - 2,33 \cdot d_e) \cdot c_m \cdot c_t \cdot c_c \cdot \sqrt{w_s} \left[ \frac{kW}{m^2 \cdot K} \right] \quad (7.10)$$

Tab. 2 Výrez z tabuľky korekčného súčiniteľa materiálu trubiek  $c_m$  (prevzaté a upravené) [K]

Materiál	Hrúbka steny $\delta$ [mm]		
	0,7	1,0	1,5
CuNi10	-	<b>0,93</b>	0,87
CuNi30	-	0,85	0,78
Nerezová oceľ TP306	0,88	0,81	0,69
Titán	0,92	0,88	0,77

Z výrezu tabuľky som odčítal hodnotu korekčného súčiniteľa materiálu trubiek pre hrúbku steny  $\delta = 1$  mm a zvolený materiál CuNi10, ktorá je  $c_m = 0,93$ .

Hodnota súčiniteľa teploty chladiacej vody  $c_t$  je vypočítaná pre teplotu vody na vstupe do kondenzátora  $t_{vi} = 26$  °C, podľa vzťahu:

$$c_t = 1,051 \cdot 10^{-2} \cdot t_{vi} - 1,506 \cdot 10^{-3} \cdot (|21,5 - t_{vi}|)^{1,39} + 0,7765 \quad [-] \quad (7.11)$$

$$c_t = 1,051 \cdot 10^{-2} \cdot 26 - 1,506 \cdot 10^{-3} \cdot (|21,5 - 26|)^{1,39} + 0,7765$$

$$c_t = 1,0376$$

V rovnici použitej na výpočet súčiniteľa prestupu tepla zostáva jediná neznáma hodnota – súčiniteľ čistoty trubiek  $c_c$ . Určuje vplyv znečistenia na výsledný prestup tepla. Ak nie je tento súčiniteľ určený v zadaní inak, býva jeho hodnota  $c_c = 0,90$ .

Získané hodnoty sa dosadia do rovnice 8.10.

$$k = 2,854 \cdot (1 - 2,33 \cdot 0,023) \cdot 0,93 \cdot 1,0376 \cdot 0,90 \cdot \sqrt{2,0}$$

$$k = 3,3174 \left[ \frac{kW}{m^2 \cdot K} \right]$$

### Výpočet veľkosti teplovýmennej plochy

Pre výpočet teplovýmennej plochy poznám všetky veličiny. Použijem vzorec:

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (7.12)$$

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \Rightarrow S = \frac{\dot{Q}}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{1000}{3,3174 \cdot 9,85}$$

$$S = 30,6035 \text{ m}^2$$

### Výpočet počtu teplovýmenných trubiek

Počet teplovýmenných trubiek vychádza z podielu množstva vstupujúcej chladiacej vody do trubiek a súčinu Ludolfovoho čísla, vnútorného obsahu a rýchlosti prúdenia v trubkách. Po dosadení do vzorca uvedeného nižšie dostaneme počet trubiek, ktorý sa zaokrúhľuje nahor.

$$n_{TR} = \frac{\dot{m}_{vi}}{\rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \cdot w_s} \text{ [-]} \quad (7.13)$$

$$n_{TR} = \frac{31,7342}{996,9212 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,021^2 \cdot 2,0}$$

$$n_{TR} = 141,908 \text{ ks} \Rightarrow \text{volím 142 kusov trubiek}$$

### Výpočet dĺžky teplovýmenných trubiek

Teplovýmennú plochu z predchádzajúceho kroku použijem spolu s hustotou vody na vstupe, rýchlosťou prúdenia chladiacej vody, vnútorného a vonkajšieho priemeru trubiek a množstvom chladiacej vody na vstupe do kondenzátora a dosadím do nasledujúceho vzorca:

$$L_{TR} = \frac{S}{\pi \cdot d_e \cdot n} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (7.14)$$

$$L_{TR} = \frac{31,7342}{\pi \cdot 0,023 \cdot 142}$$

$$L_{TR} = 2,9846 \text{ m}$$



### Celková dĺžka trubiiek

Na pokrytie nepresností výroby je potrebné k obom koncom teplovýmenných trubiiek prirátat' 2 mm. Ďalej sa do nej musí započítat' hrúbka podperných stien, ich počet a hrúbka trubkovnice.

Pre výpočet volím  $pps = 4$ ;  $S_s = 12$  mm;  $S_{tr} = 30$  mm

$$L = L_{TR} + 0,004 + 2 \cdot s_{tr} + \sum_{i=1}^{pps} S_{s,i} \quad [m] \quad (7.15)$$

$$L = 2,9846 + 0,004 + 2 \cdot 0,03 + 4 \cdot 0,012$$

$$L = 3,0984 \text{ m}$$

### Návrh rozmerov trubkovnice

Najskôr sa zvoli rozteč trubiiek, ktorá sa pre zavalcované trubky pohybuje v rozsahu

$$P_t = (1,25 \text{ až } 1,3) \cdot d_e \quad [m] \quad (7.16)$$

Volím:

$$P_t = (1,28) \cdot 0,023 = 0,02944 \text{ m}$$

Potom sa zvolí súčiniteľ zaplnenia trubkovnice  $\eta_{tr}$ :

Tab. 3 Súčiniteľ zaplnenia trubkovnice  $\eta_{tr}$  (prevzaté a upravené) [34]

Typ kondenzátoru	Počet ťahov			
	1	2	3	4
Jednocestný	0,72 až 0,80	0,70 až 0,80	0,68 až 0,75	–
Dvojcestný	0,66 až 0,74	0,65 až 0,72	0,63 až 0,70	0,56 až 0,68

volím  $\eta_{tr} = 0,73$

### Výpočet efektívneho priemeru trubkovnice:

$$D_{tr} = 1,05 \cdot P_t \cdot \sqrt{\frac{n}{\eta_{tr}}} \quad [m] \quad (7.17)$$

$$D_{tr} = 1,05 \cdot 0,02944 \cdot \sqrt{\frac{142}{0,73}}$$

$$D_{tr} = 0,4311 \text{ m}$$

Efektívna plocha trubkovnice:

$$S_{tr} = \frac{\pi \cdot D_{tr}^2}{4} \quad [m^2] \quad (7.18)$$

$$S_{tr} = \frac{\pi \cdot 0,43311^2}{4} = 0,1473 \quad m^2$$

### Výpočet priemeru vstupného a výstupného hrdla

Vo vstupnom aj výstupnom hrdle kondenzátora som zvolil strednú rýchlosť chladiacej vody  $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Pri výpočte priemeru hrdiel sa používa rovnica kontinuity. Je však potrebné rešpektovať predpoklad, že rýchlosť a hustota chladiacej vody platí pri jej stredných hodnotách. To znamená, že je potrebné stanoviť hustotu chladiacej vody pri strednej hodnote vstupnej a výstupnej teploty vody.

$$\bar{t}_v = \frac{t_{vi} + t_{ve}}{2} \quad [^\circ\text{C}] \quad (7.19)$$

$$\bar{t}_v = \frac{35,7633 + 26}{2}$$

$$\bar{t}_v = 30,8816$$

Pri strednej teplote  $\bar{t}_v = 30,8816$  a tlaku  $p_v = 4 \text{ bar}(a)$  má hustota chladiacej vody hodnotu:

$$\rho_v = 955,5153 \quad \text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$$

Následne môžeme spočítať priemery vstupného a výstupného hrdla kondenzátora zo vzťahu:

$$\varnothing d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{vi}}{\rho_v \cdot \pi \cdot w_s}} \quad [m] \quad (7.20)$$

$$\varnothing d = \sqrt{\frac{4 \cdot 24,5}{995,5153 \cdot \pi \cdot 2}}$$

$$\varnothing d = 0,1252 \quad m = 125,2 \quad mm$$

Zvolil som nominálny priemer rúry DN 100, ktorý má ďalšie parametre nasledujúce:

Hrúbku steny:  $\delta = 3,6 \text{ mm}$

Vonkajší priemer:  $\varnothing D = 114,3 \text{ mm}$

Vnútorý priemer:  $\varnothing d = 107,1 \text{ mm}$

### Výpočet regulačného rozsahu

Navrhovaný kondenzátor nedisponuje zberačom kondenzátu, a preto Pre určenie objemu nazbieraného kondenzátu v kondenzátore počas nefunkčnosti čerpadla je potrebné stanoviť objemový tok kondenzátu. Ten sa vypočíta podielom hmotnostného toku a hustoty.

$$\dot{V}_k = \frac{\dot{m}_p}{\rho_k} \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (7.21)$$

$$\rho_k = 991,5983 \quad kg \cdot m^{-3} \quad \text{pri tlaku sýtosti } p_k = 0,08 \quad bar(a)$$

$$\dot{V}_k = \frac{0,456}{991,5983} = 0,00046 \quad m^3 \cdot s^{-1}$$

V navrhovanom kondenzátore sa nenachádza zberač kondenzátu vo forme nádoby. Kondenzát bude v prípade poruchy kondenzačného čerpadla zbieraný v jeho útrobach. Vo väčšine prípadov býva kapacita kondenzačného zberača navrhovaná na pokrytie menovitého prívodu kondenzátu po dobu aspoň 5 minút. Pri návrhu budem uvažovať 8 minút nominálneho výkonu kondenzátora a jeho umiestnenie pod turbínu. V takom prípade bude dochádzať k zaplaveniu posledných stupňov lopatiek turbíny až po tom, kedy dôjde k úplnému zaplaveniu kondenzátora.

$$V_k = \dot{V}_k \cdot 8 \quad min. \cdot 60 \quad s \cdot min.^{-1} \quad [m^3] \quad (7.22)$$

$$V_k = 0,00046 \cdot 8 \cdot 60$$

$$V_k = 0,2207 \quad m^3$$

Výpočet regulačného rozsahu:

$$l_R = \frac{4 \cdot \dot{V}_k}{\pi \cdot D_i^2} \quad [m] \quad (7.23)$$

$$l_R = \frac{4 \cdot 0,2207}{\pi \cdot 0,66^2} = 0,645 \quad m$$

Pre vypočítané platí, že  $l_R < D_i$ , z čoho vyplýva, že vnútorný objem kondenzátora je dostačujúci, aby nedošlo k zaplaveniu lopatiek turbíny po dobu 8 minút.

## 8 Záver

Diplomová práca je tvorená dvomi časťami. Teoretická časť obsahuje základné poznatky, s ktorými by mal byť čitateľ podľa môjho názoru oboznámený pred tým, než začne venovať pozornosť praktickej časti práce. Praktická časť je tvorená dvomi úlohami. Prvá sa týka experimentálneho merania skrúpania vody na trubkových zväzkoch a druhej úlohe je navrhnutý a vypočítaný kondenzátor podľa zadaných parametrov.

Skúmanie prestupu tepla má na odbore Energetického inžinierstva dlhú tradíciu. Vo väčšine prípadov sa však jedná o riešenie problematiky prestupu tepla z vnútra trubiek do okolitého prostredia. V mojom prípade nastával prestup tepla z vonkajšieho prostredia dovnútra trubiek.

Experimentálne meranie prebiehalo v laboratórnych priestoroch Energetického inžinierstva, kde sa nachádzalo testovacie zariadenie nazývané atmosférický stand. Po menších úpravách ho bolo možné použiť aj pre túto úlohu. Pre riešenie úlohy boli určené medené trubky so špeciálnymi povrchovými úpravami. Jednalo sa o hladké trubky bez povrchových úprav, hladké trubky s hydrofóbnym povlakom, pieskované trubky a nakoniec pieskované trubky s hydrofóbnym povlakom. Celkovo bolo testovaných 6 trubiek z každej povrchovej úpravy. Počas experimentu boli testované vždy len trubky s rovnakou povrchovou úpravou. Boli umiestnené v stojane, ktorý medzi nimi udržiaval konštantnú vzdialenosť 8 mm. Dĺžka testovanej zóny na trubkách bola 200 mm. Počas testovania bola v trubkách udržiavaná stála teplota a prietok chladiacej vody, ktorá prúdila v trubkách  $T_3 = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$  s maximálnym rozsahom  $\pm 1,0 \text{ } ^\circ\text{C}$  a  $\dot{V}_2 = 10,0 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  s maximálnym rozsahom  $\pm 0,1 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ . Studená voda bola zavádzaná do prvej, vrchnej trubky výmenníka.

Nad trubkami s chladiacou vodou sa nachádzala ešte jedna, ktorá sa nazýva trubkou distribučnou. V tejto trubke bolo vyvrtaných 21 dier s priemerom 2 mm. Vzdialenosť medzi dierami činila 9,1 mm. Z distribučnej trubky vytekala ohriata voda, pomocou ktorej dochádzalo k skrúpaniu. Experiment bol vykonaný pri dvoch teplotách skrúpania. V prvom prípade bola teplota  $T_1 = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$  s dovolenou odchýlkou  $\pm 1,0 \text{ } ^\circ\text{C}$  a v druhom  $T_1 = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$  s dovolenou odchýlkou  $\pm 1,0 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Prietok ohriatej vody bol počas experimentu postupne znižovaný po  $0,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  z hodnoty  $\dot{V}_1 = 2,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  na hodnotu  $\dot{V}_1 = 0,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  v prípade teploty  $T_1 = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$  a z hodnoty  $\dot{V}_1 = 3,0 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  na hodnotu  $\dot{V}_1 = 0,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ . V oboch prípadoch bola maximálna odchýlka  $\pm 0,1 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ .

Výsledky namerané pri prietokoch  $2,0 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  a  $2,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  pre  $T_1 = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$  a pri prietokoch  $2,0 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  až  $3,0 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  pre  $T_1 = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$  zanedbávam kvôli ich polohe v chybovej zóne. Problematikou chybových zón sa zaoberal pán Ing. Petr Kracík Ph.D. vo svojej dizertačnej práci [30]. Chybová zóna sa pri 6 kusoch testovaných trubiek nachádza na hodnotách hmotnostného prietoku, začínajúcich od cca 0,08 do cca 0,12. Ide o pásmo, ktoré vzniká odchýlkam v hmotnostnom prietoku. Tieto odchýlky sú spôsobované blízkosťou rozdielov teplôt  $(t_1 - t_4)$  a  $(t_2 - t_3)$  v logaritmickej teplotnej spáde, na základe čoho dochádza k takémuto prekrytiu hodnôt.

Najväčších hodnôt súčiniteľa prestupu tepla na vonkajšom povrchu bolo pri teplote  $T_1 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  dosiahnutých na hladkých trubkách bez povlaku. Ich súčiniteľ bol v porovnaní s ostatnými povrchmi výrazne vyšší v priemere o  $200 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ . Najväčší rozdiel hodnôt bol medzi hladkými a pieskovanými trubkami, kedy sa jeho priemerná hodnota až na úroveň  $419 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ . To mohlo byť spôsobené členitým povrchom, vďaka ktorému dochádzalo k vytváraniu hrubšieho kondenzačného filmu. Ten mohol pôsobiť ako izolant, čo by vysvetľovalo menšiu hodnotu súčiniteľa prestupu tepla. Zaujímavý jav nastal pri porovnávaní pieskovaných trubiek a trubiek s hydrofóbnym povlakom. Pieskované trubky s hydrofóbnym povlakom mali priemerné hodnoty súčiniteľa prestupu tepla cca o  $100 \sim 150 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  vyššie ako pieskované trubky. Dôvodom môže byť scelenie povrchu spôsobené hydrofóbnym povlakom, aj napriek jeho zanedbateľnej hrúbke v porovnaní s priemerom trubky.

V prípade teploty  $T_1 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$  bolo dosiahnutých približne podobných výsledkov ako v prvom meraní. Aj pri tejto teplote boli dosiahnuté najvyššie priemerné hodnoty súčiniteľa  $\alpha_o$  pri hladkých trubkách bez akejkoľvek povrchovej úpravy. Zmena nastala v poklese rozdielu priemerných hodnôt prestupov tepla hladkého a zvyšných troch povrchov. Rozdiel priemerných hodnôt medzi hladkými a pieskovanými trubkami bez hydrofóbného povrchu bol cca  $40 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  a dokonca v prípade prietoku  $0,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  bol rozdiel priemerov o cca  $47 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  väčší v prospech pieskovaného povrchu. Zmena nastala aj pri pieskovaných trubkách s a bez hydrofóbného povlaku, kedy bol rozdiel priemerných hodnôt súčiniteľa prestupu tepla na vonkajšej strane pieskovaných trubiek väčší o cca  $80 \sim 110 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  oproti pieskovaným trubkám s hydrofóbnym povrchom. Takáto výrazná zmena mohla byť spôsobená postupným zmývaním hydrofóbného povrchu počas experimentu. Testovanie trubiek pri teplote  $50 \text{ }^\circ\text{C}$  prebiehalo ako 2. v poradí, mohlo dôjsť k zmenšeniu hrúbky hydrofóbného povrchu, a tým aj k zhoršeniu prestupu tepla.

K vizuálnemu posúdeniu chovania skrúpanej kvapaliny obtekajúcej trubky výmenníka bola použitá termovízna kamera. Počas merania boli pri ustálených stavoch prúdenia vyhotovované záznamy. Na základe týchto záznamov bola spozorovaná tendencia vody sa zhlukovať a vytvárať potôčiky v ktorých stekala do zbernej nádrže. Vďaka týmto potôčikom dochádzalo k vytváraniu tmavých miest na snímkach. Nejednalo sa o suché miesta, nakoľko také chovanie vody nebolo počas experimentu zaznamenané. V daných miestach dosahovala ohriata voda teplotu blízku alebo rovnú teplote vody v trubkách.

Aj napriek tomu, že bolo k vyhodnocovaniu použité pomerne veľké množstvo dát, mohlo počas merania vzniknúť niekoľko anomálií, ktoré skreslili výsledné veličiny, preto by bolo vhodné experiment ešte niekoľkokrát zopakovať, aby došlo k odstráneniu prípadných anomálií vzniknutých počas mnou vykonaného merania alebo naopak k vyvráteniu tvrdenia o ich výskyte.

Ďalšou úlohou v praktickej časti bol návrh a výpočet kondenzátoru pre chladiaci výkon  $1 \text{ MW}$ . Z rešeršnej časti som si stanovil výslednú koncepciu povrchového kondenzátora. Jedná sa o jednotahový kondenzátor, v ktorom je chladiaca voda chladená veži. Pri výbere materiálu teplovýmenných trubiek hrá dôležitú úlohu prostredie, v ktorom sa budú trubky používať.

Ďalším faktorom, ktorý je treba mať na zreteli pri výbere materiálu je jeho hmotnosť a cena. V mojom prípade som zvolil zliatinu medi a niklu Cu-Ni 90/10. Veľkosť kondenzátoru je možné ovplyvniť pri výbere koeficientov, potrebných k výpočtu súčiniteľa prestupu tepla. Po súčiniteľovi tepla som vypočítal teplovýmennú plochu  $S = 30,604 \text{ m}^2$ . Z plochy som vypočítal počet trubiek  $n_{TR} = 142$  kusov a nakoniec dĺžku teplovýmennej plochy  $L_{TR} = 2,985 \text{ m}$ . Na základe vypočítaných hodnôt som zostrojil výkres s hlavnými konštrukčnými rozmermi, ktorý sa nachádza v prílohe.

## Zoznam použitej literatúry

- [1] CHYSKÝ CSC., Prof. Ing. Jaroslav a Prof. Ing. Karel HEMZAL CSC. *Větrání a klimatizace*. Třetí vydání. Praha: BOLIT, 1993, 560 s. ISBN 80-901574-0-8.
- [2] JANÍČEK, M. *Povrchový kondenzátor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 68 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..
- [3] *Kondenzátory. Chladicí technika* [online]. [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <http://www.jdk.cz/cs/produkty/kondenzatory>
- [4] *Výmenníky tepla* [online]. 2013, 22 [cit. 2017-02-15]. Dostupné z: [http://kchsz.sjf.stuba.sk/download/Procesne\\_strojnictvo/08.%20vymenniky%20tepla/vymenniky%20tepla.pdf](http://kchsz.sjf.stuba.sk/download/Procesne_strojnictvo/08.%20vymenniky%20tepla/vymenniky%20tepla.pdf)
- [5] *Výměníky tepla* [online]. 2011, 17 [cit. 2017-02-15]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>
- [6] BALÁŠ, Marek. *Spalovací zařízení a výměníky tepla: Výměníky tepla - přehled* [online]. Brno, 2016 [cit. 2017-03-11]. Texty z přednášek pro VUT v Brně.
- [7] KLODA, M. *Návrh povrchového kondensátoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 64 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Ladislav Šnajdárek.
- [8] HAVLÍČKOVÁ, V. *Návrh obecného trubkového svazku axiálního kondenzátoru*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta aplikovaných věd, 2014. 99 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Vimmr, Ph.D..
- [9] KUČINSKÝ, J. *Rankin-Clausiiův cyklus využívající odpadního tepla v automobilech*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 44 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Marian Brázdil.
- [10] MIFEK, R. *Výpočty kondenzátorů páry*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 66 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.
- [11] HEWITT, Geoffrey. F., George. L. SHIRES a Theodore. R. BOTT. *Process heat transfer*. Boca Raton: CRC Press: Begell House, 1994, 1042 s. ISBN 0849399181.
- [12] *Kondenzátory. PBS Industry* [online]. [cit. 2017-03-06]. Dostupné z: <http://www.pbstre.cz/kotle-a-prislusenstvi/kondenzatory/>
- [13] JANÍČEK, M. *Povrchový kondenzátor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 68 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..
- [14] SZÖCS, L. *Povrchový kondenzátor pro parní turbínu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 93 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

- [15] *Výměníky pro přenos tepla: Pájené výměníky tepla* [online]. [cit. 2017-03-26]. Dostupné z: <http://www.bcb-plzen.eu/alfalaval/pajene.htm>
- [16] Tepelné výměníky - TV. *Ústav procesní a zpracovatelské techniky: ČVUT Fakulta strojní* [online]. [cit. 2017-03-21]. Dostupné z: [http://www1.fs.cvut.cz/cz/U218/pedagog/predmety/4roc\\_nik/tv/i\\_tv.htm](http://www1.fs.cvut.cz/cz/U218/pedagog/predmety/4roc_nik/tv/i_tv.htm)
- [17] *Věda pro všechny: Vliv energetiky na životní prostředí* [online]. 2010 [cit. 2017-03-26]. Dostupné z: <http://vedaprovsechny.blog.cz/1006/vliv-energetiky-na-zivotni-prostredi-verze-2>
- [18] *Výměníky tepla - přímé* [online]. [cit. 2017-03-26]. Dostupné z: <http://slideplayer.cz/slide/2864641/>
- [A] RAČEK, Jiří. *Energetická zařízení: stroje a zařízení jaderných elektráren*. Vyd. 2. Brno: Zdeněk Novotný, 2008. ISBN 978-80-214-3726-5.
- [19] ROTH, Z. *Výměníky tepla v energetice*. Texty přednášek pro ZČU v Plzni, 1994.
- [20] Systém čištění potrubí. *Finex Technology* [online]. [cit. 2017-03-07]. Dostupné z: <http://www.finextechnology.cz/cz/projektilove-cisteni/system-cisteni-potrubu/>
- [21] PŮLPÁN, P. *Provoz parních turbin ŠKODA v paroplynovém cyklu*, Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, 2013. 67 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Vojtěch Žákovec.
- [22] FALHAR, Martin. *Kontaktní úhel - úhel smáčivosti* [online]. 2014 [cit. 2017-04-17]. Dostupné z: <http://www.optikarium.cz/kontaktني-cocky-a-roztoky/kontaktني-uhel-smacivost>
- [23] JURKEMÍKOVÁ, Mária. *Supersmáčivé a supernesmáčivé povrchy*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, Fakulta technologická, 2009. 51 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Lubomír Lapčík, Ph.D..
- [24] BARTOVSKA, L., M. ŠIŠKOVÁ: *Fyzikální chemie povrchů a koloidních soustav*, VŠCHT Praha, 2005. 245 s. ISBN 80-7080-579-X, Praha.
- [25] ROACH, Paul, Neil J. SHIRTCLIFFE a Michael I. NEWTON. Progress in superhydrophobic surface development. *Soft Matter: The Royal Society of Chemistry*. 2008, 224-240. DOI: 10.1039/B712575P. Dostupné také z: <http://pubs.rsc.org/en/Content/ArticleLanding/2008/SM/B712575P#!divAbstract>
- [26] KONSTANTOVÁ, Viera, Martin KOVÁČIK, a Tomáš VESELOVSKÝ. *Zborník 51. MVK KČaMS 3: PRÍRODNÉ MATERIÁLY A ICH MULTIFUNKČNÉ POVRCHY* [online]. 2013, 361 s. [cit. 2017-05-16]. Dostupné z: <http://www.bionika.uniza.sk/publikacie/prirodne-materialy-povrchy.pdf>
- [27] KRACÍK, Petr a Jiří POSPÍŠIL. EFFECT OF TUBE PITCH ON HEAT TRANSFER IN SPRINKLED TUBE BUNDLE. *Acta Polytechnica* [online]. 2015, **55**(5), 329- [cit. 2017-05-22]. DOI: 10.14311/AP.2015.55.0329. ISSN 1805-2363. Dostupné z: <https://ojs.cvut.cz/ojs/index.php/ap/article/view/2459>



- [28] FLIR P660 Infrarot-Wärmebildkamera 24°. *FLIR-Infrarotkameras* [online]. [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.flir-infrarotkameras.de/FLIR-P660-Infrarot-Waermebildkamera-24>
- [29] KRACÍK, P. *Hodnocení přestupu tepla na skrápěném trubkovém svazku*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 124 s., 40 s. příloh Vedoucí dizertační práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
- [30] FLOMAG 3000. *FLOMAG: Measurement & Control equipment FLOMAG* [online]. [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.flomag.cz/en/flowmeters/transmitters/flomag-3000>
- [31] X-ENG. X Steam Tables for MS Excel [počítačový soubor .xls]. Ver. 2.6. [online]. [cit. 2017-05-23]. Freeware. <[http://www.x-eng.com/XSteam\\_Excel.htm](http://www.x-eng.com/XSteam_Excel.htm)>.
- [32] HEAT EXCHANGE INSTITUTE, Inc. STANDARDS for STEAM SURFACE CONDENSERS, 10th EDITION, Copyright September 2006 by Heat Exchange Institute 1300 Sumner Avenue Cleveland, Ohio 44115-3851
- [33] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Parní turbíny a kondenzace*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1987, 268 s.

**Zoznam použitých skratiek a symbolov**

<b>t</b>	[°C]	teplota
<b>m</b>	[kg]	hmotnosť
<b>w</b>	[m.s <sup>-1</sup> ]	rýchlosť pary
<b>Q</b>	[J.kg <sup>-1</sup> ]	teplo
<b>A</b>	[J.kg <sup>-1</sup> ]	merná práca
<b>θ</b>	[°]	uhol zmáčania
<b>W</b>	[J]	práca
<b>γ</b>	[J.m <sup>-2</sup> ]	povrchová energia
<b>T/t</b>	[°C]	teplota
<b>Ḃ</b>	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	objemový prietok
<b>r</b>	[m]	polomer
<b>α</b>	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]	súčiniteľ prestupu tepla
<b>λ</b>	[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	tepelná vodivosť
<b>k<sub>s</sub></b>	[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	súčiniteľ tepelného toku
<b>π</b>	[–]	Ludolfovo číslo
<b>a</b>	[m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]	tepelná vodivosť
<b>c</b>	[J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	merná tepelná kapacita
<b>c<sub>p</sub></b>	[–]	merná tepelná kapacita pri konštantnom tlaku
<b>c<sub>t</sub></b>	[–]	súčiniteľ teploty chladiacej vody
<b>c<sub>m</sub></b>	[–]	súčiniteľ materiálu trubiek
<b>c<sub>c</sub></b>	[–]	súčiniteľ čistoty trubiek
<b>δ</b>	[m]	hrúbka stien teplovýmenných trubiek
<b>d/D</b>	[m]	priemer
<b>g</b>	[m.s <sup>-2</sup> ]	gravitačné zrýchlenie
<b>i/h</b>	[J.kg <sup>-1</sup> ]	entalpia
<b>L</b>	[m]	dĺžka
<b>ḡ/M</b>	[kg.s <sup>-1</sup> ]	hmotnostný prietok
<b>n</b>	[–]	počet trubiek/počet hodnôt
<b>Nu</b>	[–]	Nusseltovo číslo
<b>p</b>	[Pa]	tlak
<b>Pr</b>	[–]	Prandtlovo číslo
<b>Q̇</b>	[W]	tepelný tok
<b>Re</b>	[–]	Reynoldsovo číslo
<b>s</b>	[m]	vzdialenosť medzi trubkami
<b>S</b>	[m <sup>2</sup> ]	plocha
<b>v</b>	[m <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]	merný objem
<b>V</b>	[m <sup>3</sup> ]	objem
<b>Ḃ</b>	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	objemový tok
<b>η</b>	[–]	účinnosť
<b>x</b>	[–]	suchosť pary

$\Delta T_{ln}$	[°C]	stredný logaritmický spád
$\mu$	[Pa.s]	dynamická viskozita
$\Gamma$	[kg.s <sup>-1</sup> .m <sup>-1</sup> ]	hmotnostný prietok vzťahnutý na dĺžku trubky
$\nu$	[m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]	kinematická viskozita
$\rho$	[kg.m <sup>-3</sup> ]	hustota
$\nu_p$	[m <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]	merný objem mokrej pary
$S$	[m]	hrúbka
$pps$	[-]	počet podporných stien
$P_t$	[m]	vzdialenosť trubiek
$\eta_{tr}$	[-]	súčiniteľ zaplnenia trubkovnice
$D_{tr}$	[m]	efektívny priemer trubkovnice
$S_{tr}$	[m]	efektívna plocha trubkovnice
$l_R$	[m]	regulačný rozsah

### Dolné indexy:

<i>1</i>	ohrievacie médium/stav skrápajúcej kvapalina v distribučnej trubke
<i>2</i>	ohrievané médium/stav skrápajúcej kvapaliny na konci výmenníka
<i>3</i>	stav chladiacej kvapaliny na vstupe do trubiek
<i>4</i>	stav chladiacej kvapaliny na výstupe z trubiek
<i>11 (21)</i>	počiatočná teplota ohrievacieho (ohrievaného) média
<i>12 (22)</i>	konečná teplota ohrievacieho (ohrievaného) média/začiatku a konci vetvy „A“
<i>H</i>	dodané
<i>C</i>	odobrané
<i>ČERP</i>	čerpadla
<i>TURB</i>	turbíny
<i>A</i>	adhéznny/kontaktný
<i>K</i>	kohéznny
<i>SG</i>	rozhranie pevná vs. plynná látka
<i>SL</i>	rozhranie pevná látka vs. kvapalina
<i>LG</i>	rozhranie kvapalina vs. plynná látka
<i>Y</i>	Youngov
<i>Z</i>	zdanlivý
<i>D</i>	určené pre priemer ako charakteristický rozmer
<i>W*</i>	parameter vzĺňania
<i>S</i>	rozostierací koeficient
<i>i</i>	vnútorný stav trubky
<i>o/e</i>	vonkajší stav trubky
<i>pi</i>	para na vstupe do kondenzátora
<i>pe</i>	para na výstupe z kondenzátora
<i>vi</i>	voda na vstupe do kondenzátora
<i>ve</i>	voda na výstupe z kondenzátora

<i>k</i>	v kondenzátore
'	sýta kvapalina
''	sýta para
<i>s</i>	stredný
<i>TR</i>	trubiek
<i>S</i>	podporné steny
<i>tr</i>	trubkovnica