



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH CHLADÍČÍHO OKRUHU PRO ODVOD TEPLA Z KONDENZÁTORU PARNÍ TURBÍNY

DESIGN OF A COOLING CIRCUIT FOR HEAT REMOVAL FROM A STEAM TURBINE CONDENSER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. David Susna

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. David Susna**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Kracík, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

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:

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte chladicí okruh pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny. Množství kondenzující páry je cca 35,0 t/h. Uvažujte průměrnou teplotu chladicího média 30 °C a jeho ohřátí v kondenzátoru o 10 °C. Další nespecifikované parametry vhodně zvolte.

Cíle diplomové práce:

- (1) obecný popis možností návrhu chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru PT,
- (2) návrh variantních řešení chladicího okruhu pro zadané parametry a jejich porovnání,
- (3) projekční (konstrukční) výkres vybraného uzlu.

Seznam doporučené literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

KRBEK, J., POLESNÝ B. a J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá problematikou vyvedení zbytkového nízkopotenciálního tepla z kondenzátoru parní turbíny a jeho mařením. V teoretické části práce jsou nejdříve popsány různé druhy provedení kondenzátorů. Dále jsou popsány varianty chladících okruhů a možnosti jejich využití. Ve výpočtové části jsou vybrány dvě často využívané varianty chladičů, a to mokrá věž s přirozeným tahem a suchá věž s nuceným tahem. U suchého chlazení jsou uvažovány dvě varianty chladícího média, a to voda a 50% směs vody a propylen glykolu. Na základě výpočtů jsou zvoleny pro obě varianty odpovídající čerpadla, respektive také ventilátor pro nucený tah a vypočítána vlastní spotřeba elektřiny. Součástí práce jsou i projekční výkresy pro obě vypočítané varianty.

Abstract

This thesis deals with the problems of winding of low potential transferred from steam turbine condenser. First, in the theoretical part variations of steam condenser design are described. Then there is a description of variations of cooling cycles and possibilities of their operation range. In second part of the thesis there are two common cooler options chosen. Those are wet cooling tower with natural draft and dry chiller with forced draft. Two types of cooling liquid are chosen to be used for dry cooling. These are water and the other one is 50 % mixture of water and propylene glycol. Based on the calculation results of both cooling cycle variations appropriate pumps are chosen, fan for forced convection respectively. Parts of the thesis are also projection drawings for both calculated variations.

Klíčová slova

Chladící okruh, mokrá chladící věž, suchý chladič, přirozený tah, nucený tah, voda, propylen glykol

Key words

Cooling cycle, wet cooling tower, dry chiller, natural draft, forced draft, water, propylene glycol

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SUSNA, D. *Návrh chladícího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 79 s.
Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Kracík, Ph.D...

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že předložená diplomová práce je původní a zpracoval jsem ji samostatně. Prohlašuji, že citace použitých pramenů je úplná, že jsem ve své práci neporušil autorská práva (ve smyslu Zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském a o právech souvisejících s právem autorským).

V Brně dne 27.května 2018

.....

David Susna

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval Ing. Petru Kracíkovi Ph.D. za odborné rady, za zapůjčení a doporučení literatury a za veškerou pomoc při psaní diplomové práce.

Obsah

ÚVOD	- 15 -
1 Rankine-Clausiiův cyklus	- 17 -
1.1 Parní kondenzátory v R-C oběhu	- 18 -
1.1.1 Možnosti kondenzace páry.....	- 19 -
1.1.2 Orientace trubkového svazku.....	- 20 -
2 Chladicí okruhy	- 23 -
2.1 Využívané principy chlazení	- 23 -
2.1.1 Průtočné chlazení	- 23 -
2.1.2 Mokrý chladicí věž.....	- 23 -
2.1.3 Suchý chladicí věž.....	- 24 -
2.1.4 Hybridní chladicí věž	- 25 -
2.1.5 Přímé vzduchové chlazení	- 25 -
2.2 Mokrý chladicí věž s přirozeným tahem	- 26 -
2.3 Suchý chladič s nucenou konvekcí	- 29 -
2.4 Voda pro chladicí okruhy	- 31 -
2.4.1 Problémy způsobené nedostatečnou kvalitou vody	- 31 -
2.4.2 Úprava vody	- 33 -
2.4.3 Vodní bilance otevřeného okruhu	- 33 -
2.5 Chladiva na bázi glykolu.....	- 34 -
2.6 Srovnání chladičů vybraných pro návrhovou část	- 35 -
3 Návrh chladicího okruhu	- 39 -
3.1 Zadané podmínky	- 39 -
3.2 Výpočet mokré chladicí věže	- 40 -
3.2.1 Návrhový stav	- 40 -
3.2.2 Provozní mapa.....	- 45 -
3.3 Výpočet suchého chladiče vzduchu	- 49 -
3.3.1 Návrhový stav	- 49 -
3.3.2 Hydraulický výpočet	- 60 -
3.3.3 Provozní mapa.....	- 63 -
ZÁVĚR	- 69 -
SEZNAM LITERATURY	- 72 -
SEZNAM OBRÁZKŮ	- 75 -
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	- 77 -
PŘÍLOHY	- 79 -

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

ÚVOD

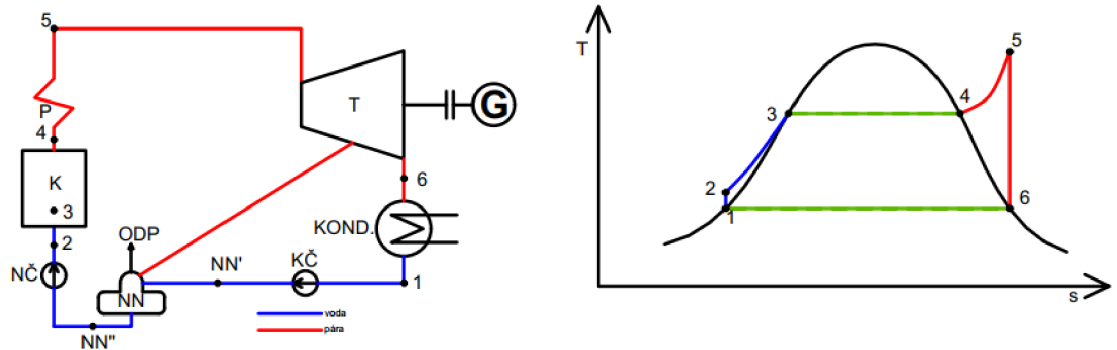
V tepelných a jaderných centrálách je realizováno uvolňování energie vázané v palivu ve formě tepla, které je pomocí pracovního média využíváno buď primárně k výrobě elektřiny v případě elektráren, nebo ke kombinované výrobě s distribucí tepla a elektřiny pomocí rozvodných sítí centrálního zásobování teplem. V případě kombinované výroby probíhá přeměna tepelné energie na mechanickou práci pomocí turbíny, kde je zajištěn v případě protitlaké turbíny dostatečný tepelný potenciál výstupní páry pro další využití. V případě kondenzační parní turbíny je snaha o minimalizaci výstupního tlaku, aby byla maximálně využita energie v páře pro výrobu elektřiny. Výstupní pára má velmi nízký potenciál pro další využití a je potřeba odebrat páře zbytkové latentní teplo v kondenzátoru. K tomu slouží chladicí okruh, jehož hlavním prvkem je chladič. Koncepce a konstrukce chladiče je dána klimatickými podmínkami v místě realizace, dostupností vodních zdrojů, požadavky na výkon a účinnost a v neposlední řadě požadavky na investiční a provozní náklady. Chladič maří odpadní teplo jeho předáním buď do atmosférického vzduchu, nebo do říční, jezerní či mořské vody. Správná volba typu, konstrukce a chladicího média chladiče může být klíčová pro provozování centrály vzhledem k tomu, že s měnícím se počasím během roku se mění atmosférické podmínky, ve kterých chladič pracuje a tím i jeho možnosti co se týče maření tepla. Při návrhu je tedy nutné zhodnotit i měnící se podmínky, které mohou při práci chladiče nastat a jejich vliv na výkon jeho i celé centrály.

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Návrh chladícího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

1 Rankine-Clausiov cyklus

Teorii Rankine-Clausiova cyklu popsal skotský inženýr William John Macquorn Rankine, jeden z objevitelů teorie tepelných strojů.



Obrázek 1.1 Schéma Rankine-Clausiova cyklu s T-s diagramem

Rankine-Clausiov cyklus je dnes nejrozšířenějším cyklem využívaným v elektrárnách a zajišťuje cca 85 % světové produkce elektřiny [1]. Používá se ve všech centrálních, kde je teplotně pracovní látka kontinuálně vypařována a kondenzována. Touto teplotně kapalinou je většinou voda, a to díky své vysoké tepelné kapacitě. Jeho původními prvky jsou napájecí čerpadlo, kotl, turbína a kondenzátor. Dále může být pro zvýšení účinnosti cyklu vybaven kondenzátorním čerpadlem při rozšíření systému o napájecí nádrž, regeneračními výměníky a podobně (viz obrázek 1.1) [2]. Hlavními dílčími ději v oběhu jsou:

- 1) 1-NN' a NN'-2 – Zvýšení tlaku vody. Probíhá nejdříve v kondenzátorním čerpadle a za napájecí nádrží v napájecím čerpadle. Jeden ze základních principů Rankine-Clausiova cyklu je, že práce čerpadel je díky velmi malé stlačitelnosti vody (bez změny skupenství) řádově menší než práce vykonaná na turbíně při expanzi vodní páry.

Měrná práce čerpadel

$$a_p = (i_2 - i_{NN'}) + (i_{NN'} - i_1) \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (1)$$

- 2) NN - Napájecí nádrž má dvě hlavní funkce. Je v ní doplňována voda, která obíhá v cyklu a je současně její zásobárnou. Druhou, neméně důležitou funkcí, je termické odplynění neboli odvod nežádoucích plynů, které zhoršují převážně součinitel přestupu tepla na teplosměnných plochách. Odplynění je realizováno pomocí vodní páry odebírané v jiné části cyklu. Na obrázku 1.1 je zaznačen odběr z turbíny, může však probíhat i z kotle nebo v oblasti mezi oběma zařízeními.
- 3) Děj 2-3 – Ohřev vody na mez sytosti. Probíhá v kotli do cca 10 °C pod mez sytosti většinou v ekonomizéru pro zmenšení plochy výparníku.
- 4) Děj 3-4 – Změna skupenství vody z kapalně fáze na parní fázi. Probíhá v kotli ve výparníku za konstantního tlaku a teploty. Sytá pára je odváděna z výparníku. [2]
- 5) Děj 4-5 – Přehřívání páry. Pro zvýšení účinnosti cyklu je sytá pára často přehřívána na páru přehřátou. S vyšší střední teplotou pak roste účinnost cyklu. V některých případech, například v jaderných elektrárnách,

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

se přehřívání nepoužívá z bezpečnostních důvodů. Na turbínu proudí přímo sytá pára z výparníku a je nutné u posledních stupňů provádět konstrukční úpravy pro odvod kapiček kondenzátu s ohledem na erozi lopatek. Přítomnost kapalně fáze vody v lopatkovém kanále také snižuje účinnost transformace energie. [3]

Měrné teplo přivedené do cyklu

$$q_H = i_5 - i_1 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (2)$$

- 6) Děj 5-6 – Expanze páry na turbíně. Při expanzi je energie páry transformována v turbíně na mechanickou práci, která může být využita pro pohon jiného stroje, ale většinou je přes spojku, a případně převodovku, vedena do generátoru, kde je transformována na elektřinu. V ideálním případě by expanze probíhala izoentropicky, ale ve skutečnosti při proudění páry vznikají v turbíně ztráty. Snahou je, aby expanze u kondenzační turbíny končila při co nejnižším tlaku, resp. kondenzační teplotě, a tím bylo využito maximum energie páry. Konečný tlak páry za posledním stupněm je značně limitován teplotou a množstvím chladicího média, které odvádí zbytkové (kondenzační) teplo z kondenzátoru.

Měrná práce na turbíně

$$a^T = i_5 - i_6 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (3)$$

- 7) Děj 6-1 – Kondenzace páry. Po vykonání práce na turbíně je nutné páře odebrat zbytkové latentní teplo a zajistit tak její skupenskou proměnu zpět na vodu. Tento děj probíhá v kondenzátoru, kde je páře přicházející z turbíny odebráno teplo chladicím médiem. Odebrané teplo může být mařeno do okolí nebo dále využíváno, např. pro vytápění nebo průmysl. Teplota v kondenzátoru je dána teplotou chladicího média. Obecně platí, že čím je teplota v kondenzátoru nižší, tím vyšší je účinnost cyklu (umožňuje delší expanzi na turbíně), musí však odpovídat vlastnostem turbíny. [3]

Měrné teplo odvedené kondenzátorem

$$q_C = i_6 - i_1 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (4)$$

Výsledná tepelná účinnost cyklu je potom podílem získané měrné práce a měrného tepla přivedeného do cyklu.

$$\eta_t = \frac{a_T - a_P}{q_H} [-] \quad (5)$$

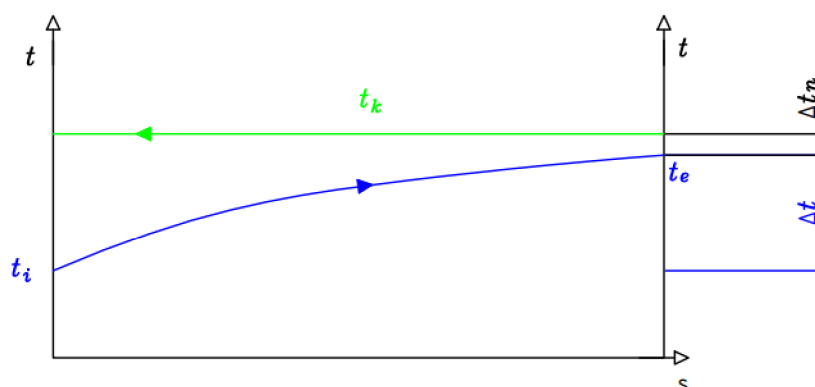
1.1 Parní kondenzátory v R-C oběhu

Stav páry je dán koncovým bodem expanze turbíny, přičemž se většinou jedná o vlhkou páru. Tlak při kondenzaci je dále silně ovlivněn teplotou chladicího média. Jako chladicí médium se v tuzemských podmínkách používá většinou voda. Dalším využívaným médiem je vzduch. Teplota chladicího média, pokud nemá další technologické využití, závisí na okolním prostředí a je tak ovlivňována klimatickými podmínkami.

Vysoký tlak znamená ztrátu výkonu na turbíně a nízký zase přílišnou vlhkost páry na posledních stupních turbíny. Uvolněné latentní teplo mokré páry je déle odváděno

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

chladicím médiem mimo kondenzátor. Zkondenzovaná voda je odváděna přes kondenzátní čerpadlo nebo případně přes nízkotlakou regeneraci do napájecí nádrže. [4]



Obrázek 1.2 t - S graf kondenzátoru s vyznačenými důležitými teplotami

Základní fyzikální veličiny popisující kondenzátor jsou:

Výkon kondenzátoru podle přestupu tepla

$$P_k = k \cdot S \cdot \Delta t_{str} \quad (6)$$

Výkon kondenzátoru podle energetické bilance chladicího média

$$P_k = m \cdot c_p \cdot \Delta t \quad (7)$$

Rozdíl teplot chladicího média kondenzátoru na vstupu a výstupu

$$\Delta t = t_e - t_i \quad (8)$$

Střední teplotní logaritmický spád (kde t_k je teplota kondenzátu)

$$\Delta t_{str} = \frac{\Delta t}{\ln \left(\frac{t_k - t_i}{t_k - t_e} \right)} \quad (9)$$

Nedohřev kondenzátoru

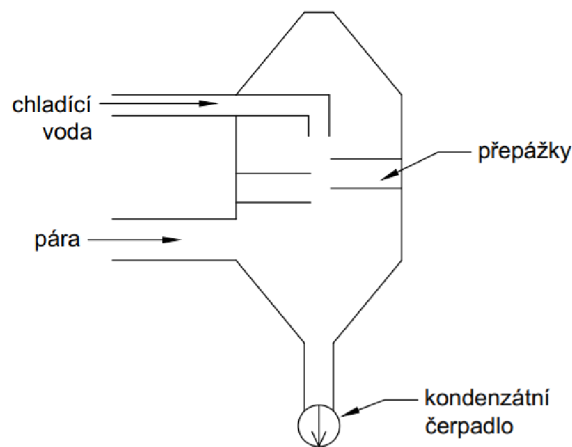
$$\Delta t_n = t_k - t_e \quad (10)$$

Průběh teplot v protiproudém kondenzátoru je zobrazen na obrázku 2.1. Vzhledem k omezené ploše kondenzátoru (nemůže být nekonečně velká), se vždy určuje takzvaný nedohřev, což je rozdíl mezi výstupní teplotou chladicího média a kondenzační teplotou, který bývá v řádu jednotek stupňů. Chladicí výkon je pak možné spočítat buď pomocí rovnice pro přestup tepla (6), nebo pomocí nárůstu tepelné energie chladicího média (7).

1.1.1 Možnosti kondenzace páry

První variantou kondenzace využívanou v energetice je skrápění. Ve skrápěném kondenzátoru dochází k přímému styku chladicí vody, která je rozstříkována, a páry. Pára kondenzuje a je odváděna do nádrže kondenzátu současně s chladicí vodou. Směs chladicí vody a zkondenzované páry byla u starších zařízení (např. u parních strojů) vypouštěna kvůli špatné kvalitě chladicí vody, která nebyla upravována. Tím vznikala velká spotřeba vody. Provozně ekonomičtější, ale na vybavení náročnější variantou zapojení tohoto typu kondenzátoru do chladicího okruhu je používat uzavřený okruh. Část vody z kondenzátní nádrže je čerpána do napájecí nádrže a je využita v RC cyklu, zatímco zbytek je odveden do suchého chladiče vody.

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny



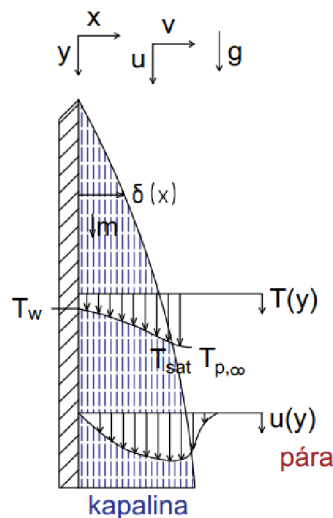
Obrázek 1.3 Kondenzátor s rozstříkem chladící vody

Výhodou tohoto provedení je jednoduchost a nízká cena. [5]

Přenos tepla je zde možno vyjádřit jednoduchou energetickou bilancí.

$$m_p \cdot i_p + m_{chv} \cdot i_{chv} = m_v \cdot (i_{v2} - i_{v1}) \quad (11)$$

V dalším případě je chladicí kapalina oddělena od kondenzující páry stěnou a nedochází k přímému kontaktu. Pára kondenzuje na stěně, nejčastěji trubky, a vznikající kondenzát vytváří blánu. Významný je vliv gravitační síly.



Obrázek 1.4 Blánová kondenzace (vlastní obrázek dle [6])

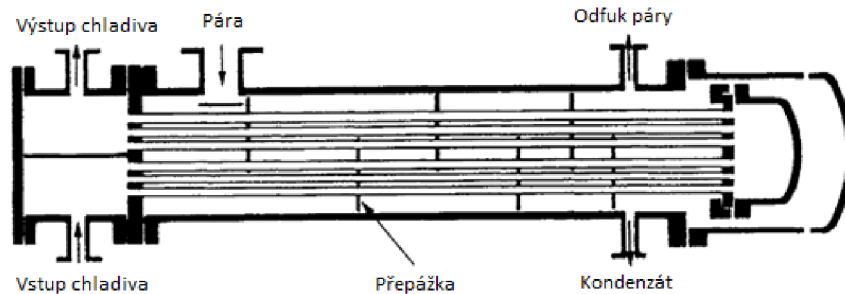
Obrázek 1.4 zobrazuje kondenzaci na svislé stěně, což je nejjednodušší forma blánové kondenzace. Stěna má teplotu T_w , která je konstantní. Pára je touto stěnou ochlazována a tvoří na ní kapalný film. Na rozhraní mezi blánou (filmem) a párou je teplota saturace páry při daném tlaku T_{sat} . Teplota ve vrstvě klesá směrem ke stěně na teplotu T_w . Tloušťka mezní vrstvy rychlostní i teplotní jsou stejné. Je to dáno tím, že jsou obě tvořeny skutečnou kondenzátní vrstvou. Tloušťka kondenzátní blány je nulová, avšak s kondenzací okolní syté páry narůstá. [6]

1.1.2 Orientace trubkového svazku

V horizontálním trubkovém kondenzátoru proudí chladicí voda v trubkách a je obtékána sytou párou. Pára kondenzuje na plášti trubek a stéká na dno, odkud je odváděna

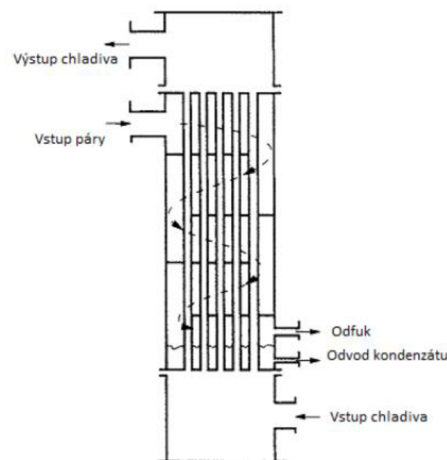
Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

do kondenzátní nádrže. V případě, že jsou v kondenzátoru umístěny přepážky, je nutné je umístit v dostatečné vzdálenosti od spodní části pláště, aby kondenzát mohl odtékat, další možností je natočení přepážek. [7] Některé horizontální kondenzátory mají vyjmutelný trubkový svazek. Může být vysunut např. po kolejnici. To usnadňuje čištění nebo případnou revizi. [8]



Obrázek 1.5 Kondenzátor s horizontálním trubkovým svazkem [7]

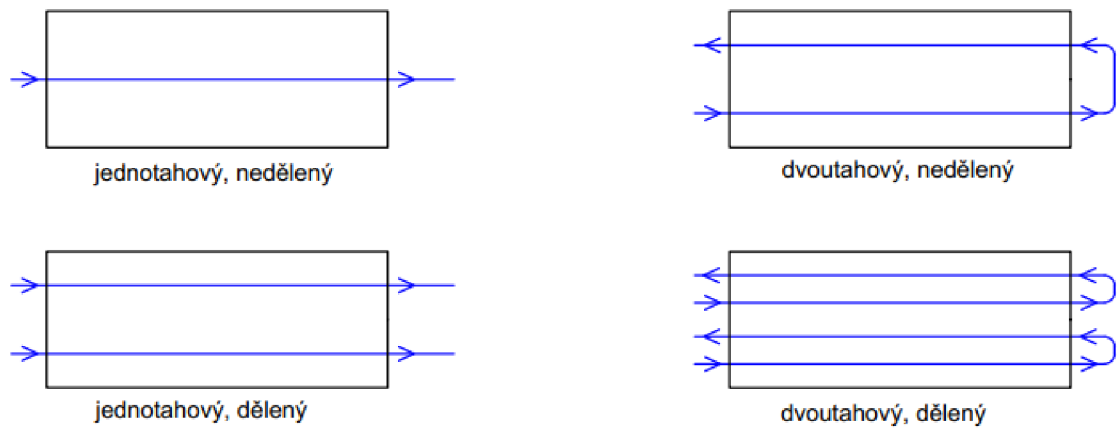
Při vertikální orientaci trubkového svazku probíhá kondenzace na plášti trubek stejně jako u horizontálního typu. Rychlost stékání kondenzátu je vysoká, díky čemuž je vodní blána na povrchu trubky tenčí a přestup tepla intenzivnější. Nevýhodou je náročnější čištění než u horizontálního typu. Z toho důvodu je důležité používat chladicí médium bez nečistot a příměsí. [7] Tento typ se více než v energetice používá v procesních zařízeních. [8]



Obrázek 1.6 Kondenzátor s vertikálním trubkovým svazkem [7]

Počet tahů chladicí vody, ať již u vertikálních, anebo horizontálních kondenzátorů, je volen při tepelném výpočtu. Ovlivňuje rozměry kondenzátoru, které jsou vázány k velikosti teplosměnné plochy. [8]

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny



Obrázek 1.7 Příklady rozvržení tahů, vlastní obrázek podle [9]

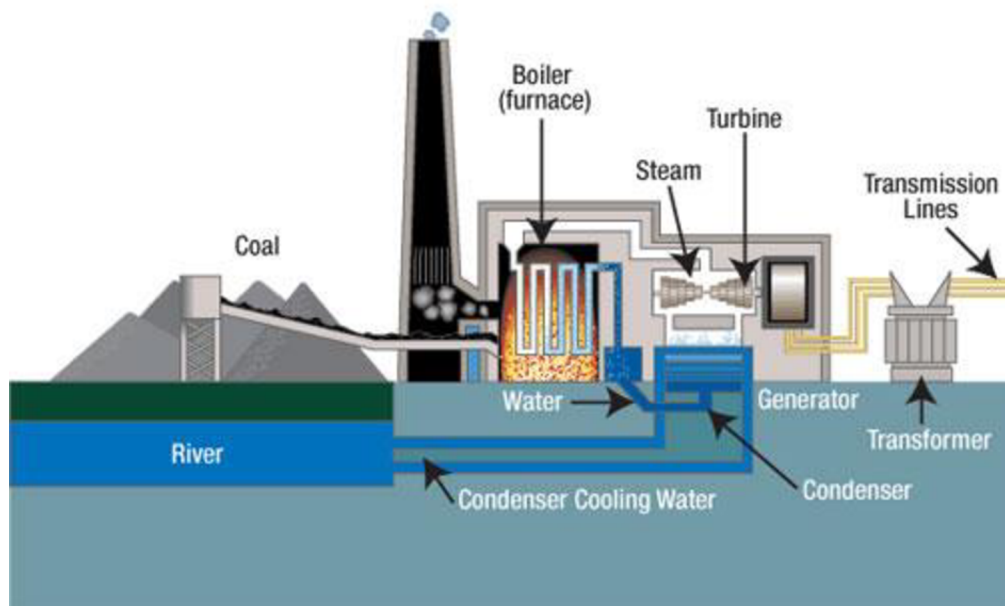
2 Chladicí okruhy

2.1 Využívané principy chlazení

2.1.1 Průtočné chlazení

V případě, že je v blízkosti centrály velký vodní zdroj, je možné jednorázově využívat mořskou, jezerní nebo říční vodu. Vzhledem k velkému množství vody neprobíhá žádná forma chemické úpravy, voda je zbavena pouze mechanických nečistot pomocí česlí a sít. Ohřátí vody je zpravidla v rozmezí 3-5°C.

Výhodou je relativně stabilní teplota chladicí vody, která není příliš ovlivňována klimatickými podmínkami jako vzduch, což má vliv na stabilnější výkon turbíny. [10] Mezi nevýhody patří větší nároky na protikorozní ochranu, která je nutná kvůli chemické nečistotě vody, dále kvůli zanášení nečistotami a množení teplomilných organismů v systému, což snižuje intenzitu přenosu tepla v kondenzátoru. [11] Negativní externalitou tohoto způsobu chlazení je změna okolního ekosystému při příliš velkém ohřátí chladicí vody. Teplotní změna je proto zpravidla omezena zákonnými limity a kontrolována příslušnými regulačními orgány. [10] Např. v České republice je dovoleno vypouštět zpět do říčního zdroje vodu o maximální teplotě 28°C. [12]



Obrázek 2.1 Schéma elektrárny s průtočným chlazením [10]

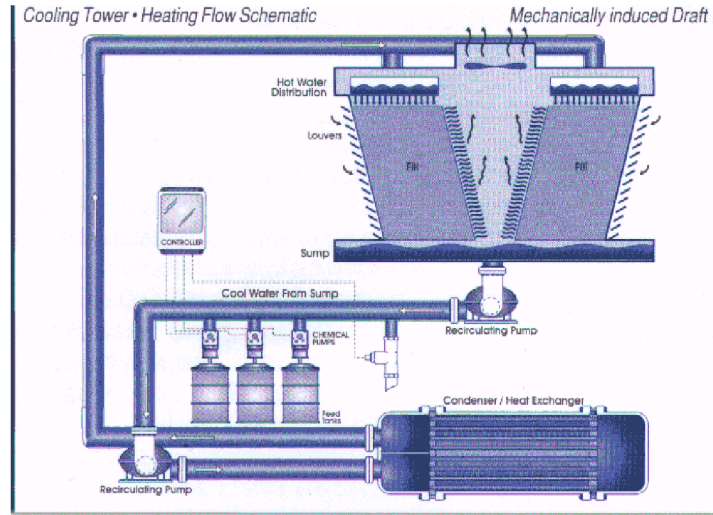
2.1.2 Mokrý chladicí věž

V české energetice jsou nejčastěji využívány mokré věže, ve kterých je teplo chladicí vodě odebíráno vzduchem, a to přímým kontaktem. Voda je rozstřikována sprchovým systémem v prostoru chladicí věže, ve které proudí vzduch. Proudění vzduchu je buď přirozené, nebo je zajištěné ventilátorem (nucený tah). Při tomto procesu se odpařuje malé množství vody, které snižuje teplotu vody padající do nádrže chladicí vody, odkud je opět čerpána do kondenzátoru.

Komplikací při přímém vystavení upravené vody okolnímu prostředí je její znečištění. Tento problém je řešen neustálou úpravou. Také je nutné stále doplňovat úbytek

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

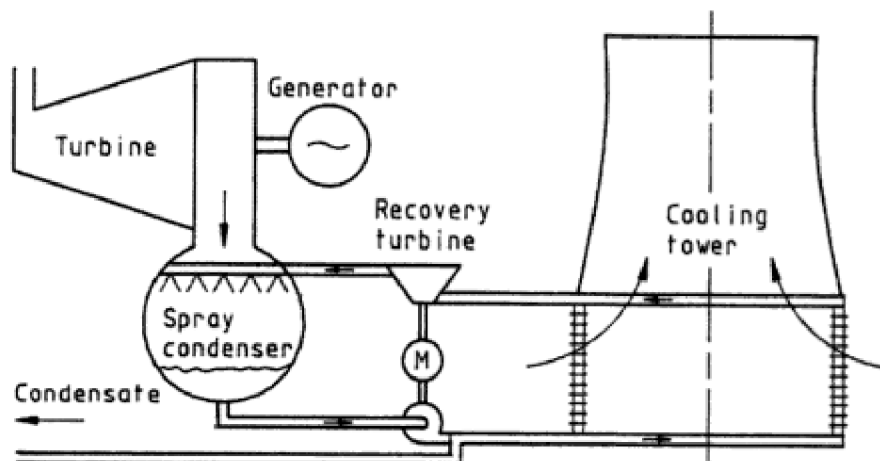
vody způsobený jak odpařováním, tak i úletem části rozstříkovaných kapek a odtokem. Proto musí být centrála s chladicími věžemi umístěna blízko vodního zdroje. Další nevýhodou je vysoká citlivost na výkyvy teploty vzduchu. [10] [13]



Obrázek 2.2 Mokrý chladicí věž s nuceným tahem a schématem zapojení okruhu [13]

2.1.3 Suchá chladicí věž

Suché chladicí věže mohou pro odvod tepla využívat přirozený tah vzduchu, anebo tah nucený ventilátorem stejně jako věže mokré. V suchých věžích je místo sprch rozstříkujících vodu umístěn žebrovaný výměník. V případě Hellerova konceptu (pojmenován podle maďarského objevitele) se jedná o chladič vody, která přichází ze skrápěného kondenzátoru, ve kterém je pára chlazená rozstříkáním chladicí vody. Část odvedené vody z kondenzátoru se vrací do napájecí nádrže a zbytek je ve věži schlazen a opět použit v kondenzátoru. Výhodou této koncepce je výrazně menší spotřeba vody než u mokrých věží, přestože celkový objem vody je asi čtyřikrát větší než u mokrých věží. [14]



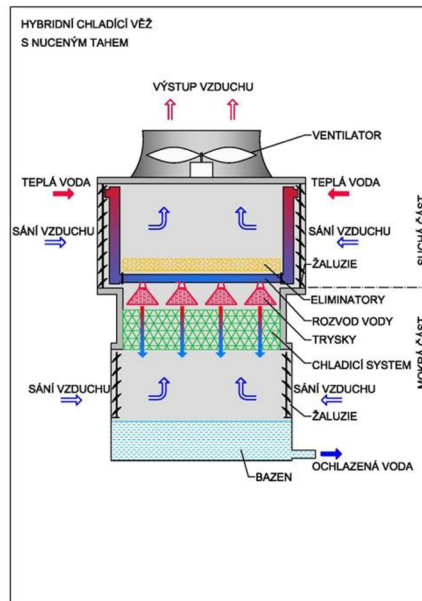
Obrázek 2.3 Suchá chladicí věž (Heller) [15]

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

2.1.4 Hybridní chladicí věž

Pro zvýšení účinnosti chlazení, úspory vody a energie se využívají i kombinace výše uvedených metod a vznikají chladicí věže hybridní. Základním konceptem je kombinace suchého a mokrého chlazení. To umožňuje omezit spotřebu chladicí vody v oblastech s menšími zdroji vody a zároveň zmenšit ztrátu výkonu oproti čistě suchému chlazení.

Možným provedením je chlazení vody v suchých chladičích ve věži, než je do prostoru věže rozstříkována. Rozstřík může být používán kontinuálně zároveň s chladičem, anebo jen špičkově v případě vysokých teplot. [15]



Obrázek 2.4 Hybridní chladicí věž rozdělená na suchou a mokrou část [16]

Další možnou variantou je vyvedení kondenzující páry přímo do prostoru věže, již je kondenzátor přímou součástí. Okruh chladicí vody je potom rozstříkovan ve věži a skrání kondenzátor. Tento systém je možné během zimních měsíců provozovat bez chladicí vody. [15]

2.1.5 Přímé vzduchové chlazení

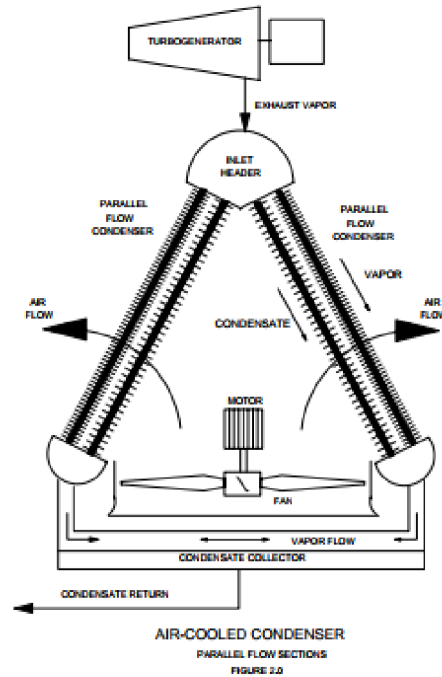
Další možností je kondenzace s přímým vzduchovým chlazením. Kondenzátor je v tomto případě výměníkem tepla mezi mokrou párou a vzduchem jako chladícím médiem. V systému suchého chlazení je mokrá pára vedena do soustavy potrubí, která jsou chlazena okolním vzduchem. Vzhledem k přibližně čtvrtinové tepelné kapacitě vzduchu oproti vodě je ho potřeba velké množství. Dostatečné množství vzduchu bývá většinou zajištěno ventilátorem, který zvyšuje vlastní spotřebu elektrárny. [10]

Kondenzátor má zpravidla tvar „A“. Z důvodu menší tepelné vodivosti vzduchu se využívají žebrované trubky, které zajišťují lepší přenos tepla. Dále je důležité při návrhu zajistit stabilitu kondenzátoru při přechodných stavech, aby voda nezamrzala při záporných teplotách okolního vzduchu. V prašném prostředí je dále problémem zanášení trubek a je třeba zajistit jejich pravidelné čištění. [17]

Hlavními nevýhodami systému suchého chlazení jsou velké rozměry a velké investiční náklady při stavbě, dále spotřeba ventilátoru, která je větší než v případě čerpadel u mokrých systémů. Nevýhodou je také velké ohřátí vzduchu, které se pohybuje v rozmezí

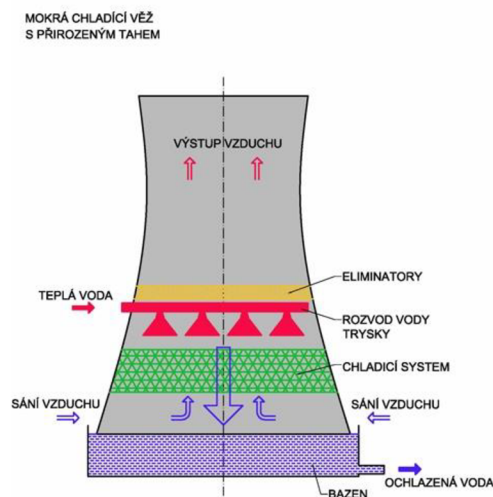
Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

25-30 °C, čímž se zvyšuje i teplota kondenzace páry a účinnost celého cyklu se tedy snižuje. [12] Přesto má vzduchem chlazený kondenzátor využití, a to hlavně v oblastech s nedostatkem vody, kde je využití suchého kondenzátoru výhodnější než vodu přivádět na dlouhou vzdálenost. [17]



Obrázek 2.5 Vzduchem chlazený kondenzátor [17]

2.2 Mokrý chladicí věž s přirozeným tahem



Obrázek 2.6 Schéma mokré chladicí věže [18]

V rámci diplomové práce bude navržen chladicí okruh s mokrou chladicí věží, a proto bude věnována větší pozornost této technologii, která je hojně využívána jak na české, tak i na světové úrovni.

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Voda je po věži rozváděna trubkami. Ty vedou ke sprchám, které ji rozstříkují po věži. Sprcha je složena z trysky a talířku, které jsou spolu kompaktně spojeny. Tryska stříká vodu na talířek, který ji rozráží pro lepší distribuci do okolí. [19]



Obrázek 2.7 Rozstřík vody v experimentálním prostředí [19]

Rozstřík může být zajištěn buď pomocí hydrostatického tlaku, nebo čerpadla. V případě hydrostatického tlaku je nad úrovní rozstříku umístěn bazének a výškový rozdíl zajišťuje dostatečný tlak pro rozstřík. Výhodou tohoto systému je možnost inspekce bez přerušení chodu zařízení. [20]



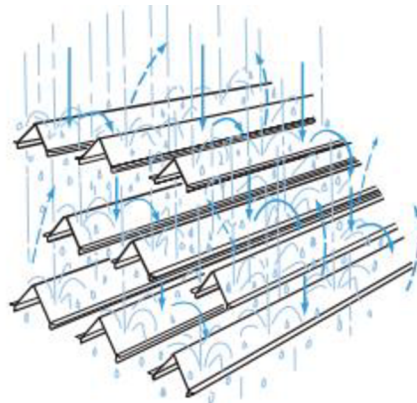
Obrázek 2.8 Sprchový systém a výplň chladicí věže, elektrárna Iru, Estonsko [21]

Přestup tepla v mokré chladicí věži je závislý na co nejdelším vystavení vody s maximálním možným povrchem proudícímu vzduchu, což je zajištěno výplní věže umístěnou pod sprchovým systémem. S lepší výplní se tedy zvětšuje intenzita výměny tepla ve věži. Limitní teplotou, na kterou je možné vodu zchladit, je teplota vlhkého teploměru okolního vzduchu. Na ni by voda mohla být zchlazena při nekonečném čase tepelné výměny a při nekonečné výšce věže. Proto je reálně teplota zchlazené vody vyšší.

Výplně se dělí na filmové a rozstříkové. Oba typy mohou být použity jak v protiproudých, tak v křížoproudých věžích.

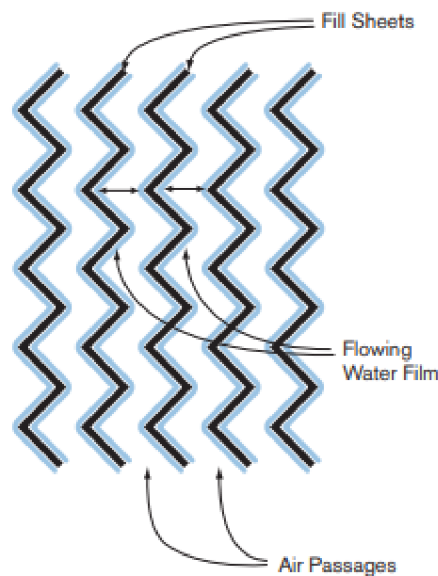
Rozstříkové výplně rozbíjejí vodní proud na drobné kapky pomocí paralelně uložených překážek. Výhodou je, že systém přirozeně zlepšuje distribuci vody i v případě, že ji sprchy rozstříkují nerovnoměrně. Dále má rozstříková výplň mnohem větší odolnost proti zanášení než filmová a je tedy výhodné ji používat, pokud je k dispozici jen voda horší kvality. Nevýhodou rozstříkové výplně je menší intenzita přestupu tepla.

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny



Obrázek 2.9 Rozstříkovací výplň věže [22]

Filmové výplně využívají vertikálně položené listy, po kterých stéká vodní film. Vystavují maximální plochu vody proudu vzduchu. Tvar listu je volen tak, aby vířil vzduch a zároveň zvětšoval plochu vody vystavenou proudění.



Obrázek 2.10 Schéma fungování filmové výplně věže [22]

Poslední variantou je kombinace obou principů. Jestli má převažovat filmový nebo rozstříkový koncept, je potřeba posoudit podle kvality používané vody. [22]

Eliminátory úletu slouží ke snížení spotřeby vody a ke zmenšení ekologických dopadů na okolí věže. Jsou umístěny nad sprchovým systémem a jejich úkolem je zachytit kapky unášené proudem vzduchu ven z věže. To je realizováno prudkou změnou směru proudění uvnitř eliminátoru, která způsobí náraz kapek na stěnu eliminátoru a jejich oddělení od vzduchového proudu. Dříve se pro konstrukci eliminátorů používalo dřevo, dnes hlavně PVC. [15]

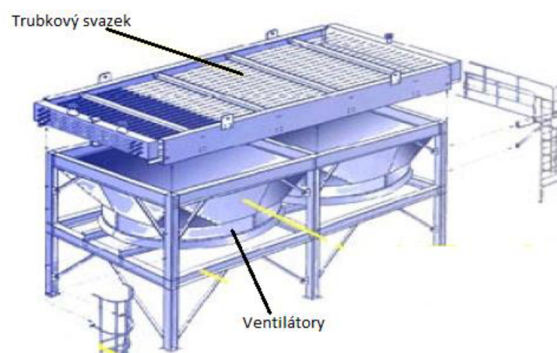
Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny



Obrázek 2.11 Eliminátor úletu [15]

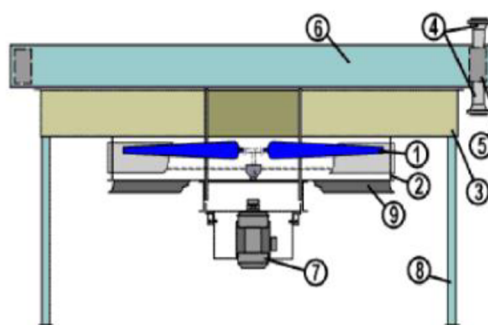
Hlavní funkcí bazénu je sběr ochlazené vody z věže a předání dál do okruhu. Bazén je umístěn pod věží, zpravidla bývá zhotoven z železobetonu s hladinou v úrovni okolního povrchu. Plocha bazénu závisí na velikosti věže. Jeho hloubka pak musí být dostatečná, aby zajistila dostatečný hydraulický tlak pro potlačení zpětného tlaku v případě výpadku oběhového čerpadla a také pro zajištění dostatečné vodní kapacity v případě výpadku doplňování vody. Vzhledem k malé rychlosti vody zde probíhá usazování u dna a je zde proto umístěn odtok. Jeho velikost musí být dostatečná pro odvod nečistot a udržení chemické rovnováhy vody v okruhu. [23]

2.3 Suchý chladič s nucenou konvekcí



Obrázek 2.12 Vzduchový chladič s nucenou konvekcí [24]

Jedná se o další hojně využívanou variantu chladiče zpracovanou v návrhové části diplomové práce. Je hojně využívána zvláště díky úsporám chladicí vody. Jedná se o křížoproudý výměník. Hlavními součástmi vzduchového chladiče kapaliny s nucenou konvekcí je trubkový svazek a ventilátory. Proudění vzduchu do chladiče je zajištěno ventilátory umístěnými pod nebo nad trubkovým svazkem, které jsou poháněny elektrickým motorem. Jejich úkolem je dodávat dostatečné množství vzduchu potřebného pro odvedení tepla z výměníku a zchlazení kapaliny. [24]

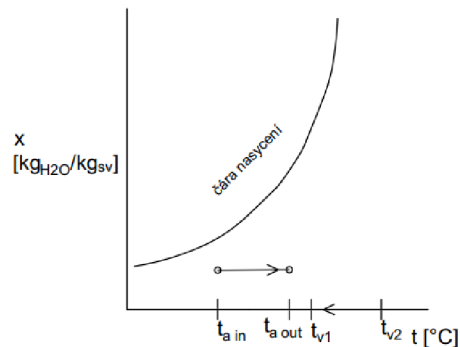


Obrázek 2.13 Schéma vzduchového chladiče s nucenou konvekcí [24]

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

1 – Ventilátor, 2 – Prsten ventilátoru, 3 – Plenum, 4 – Vstupní a výstupní potrubí, 5 – Záhlaví výměníku, 6 – Trubkový svazek, 7 – Pohon ventilátoru, 8 – Podpůrné sloupy, 9 – Sání vzduchu

V případě suchého chladiče hraje vlhkost vzduchu výrazně menší roli než u mokrých věží. Veškerý přenos tepla v suchém chladiči probíhá jako ohřev vzduchu, není zde žádný odpar. Důležitou veličinou pro výpočet přestupu tepla ve výměníku je tedy teplota okolního vzduchu. [25]



Obrázek 2.14 Vzduchový chladič $x-t$ diagram, vlastní obrázek podle [25]

Trubkový svazek se skládá z žebrovaných trubek, kterými proudí kapalina ohřátá v kondenzátoru. Teplo je přenášeno z kapaliny skrze stěny a žebra trubek na vzduch, který je chladícím médiem. Vzduch probíhá kanály mezi trubkami a jejich žebry. [24]

Hlavním prvkem výměníku jsou příčně žebrované trubky. Vzhledem k mnohem nižší intenzitě přenosu tepla na straně vzduchu, je třeba přenos na této straně maximalizovat. Pro příčně obtékaný povrch se používají žebra, která mají válcový tvar a jsou příčně připevněna k trubce z její venkovní strany. Jejich hlavním účelem je zvětšení teplosměnné plochy a tím pádem i intenzity přenosu tepla. [26]

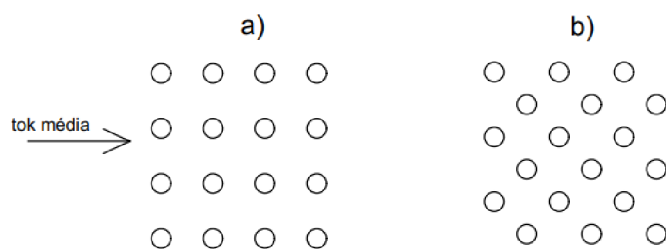


Obrázek 2.15 žebrovaná trubka [27]

Trubky jsou uspořádány v průřezu výměníku v řadách. Počet trubek v jedné řadě a počet řad ve výměníku je dán termickým výpočtem. Trubky mohou být uspořádány ve dvou variantách: [26]

- a) za sebou (in-line)
- b) střídavě (staggered)

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny



Obrázek 2.16 Uspořádání trubek ve výměníku [26]

2.4 Voda pro chladicí okruhy

Důležitost sledování daných vlastností se liší dle původu vody. Při užívání vody povrchové je třeba respektovat fakt, že její kvalita se může lišit v závislosti na ročním období. To se týká hlavně biologického a fyzického znečištění vody (sinice, bahno, řasy, mikroorganismy, které zanáší chladicí okruh). Naproti tomu voda z podzemních zdrojů tyto nečistoty většinou neobsahuje a její kvalita je nezávislá na ročním období. Její nevýhodou může být větší obsah rozpuštěných minerálů, které mohou způsobovat zanášení nebo korozi systému. Další možností je využití odpadní vody z jiných procesů, pokud má požadovanou kvalitu. Pro správné fungování chladicího okruhu je třeba sledovat následující vlastnosti vody. [28]

Hodnota pH určuje kyselost nebo zásaditost prostředí na logaritmické stupnici od 0 (kyselé prostředí) po 14 (zásadité prostředí), kde hodnota 7 značí neutrální prostředí. Doporučená hodnota pro pH v systému se mírně liší dle materiálu, ale obecně by se měla pohybovat mezi hodnotami 6,5 a 9. V příliš kyselém prostředí dochází ke korozi a v příliš zásaditém zase k usazování. [29]

Tvrdostí vody se rozumí množství rozpuštěného vápníku a hořčíku ve vodě. Tyto prvky se vyznačují inverzní rozpustností. To znamená, že jejich rozpustnost klesá se zvyšující se teplotou a vzniká nebezpečí jejich vylučování. V případě přílišné tvrdosti vody se poté tyto prvky usazují v částech oběhu s teplou vodou a zanáší kondenzátor, potrubí za ním a výplň chladicí věže. [28]

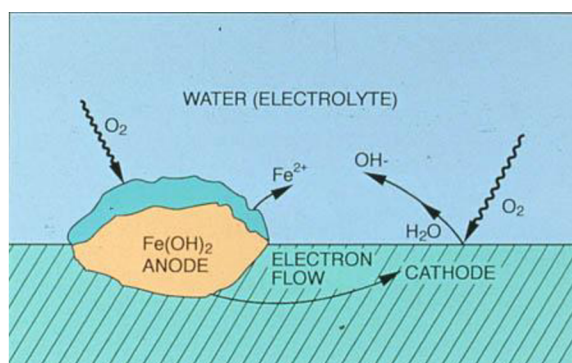
Vodivost vody je způsobena minerály rozpuštěnými ve vodě. Její hodnota svědčí o množství těchto minerálů vyskytujících se ve formě solí. [28]

Voda s relativně stálou teplotou v okruhu a vlhké, teplé prostředí chladicí věže představuje ideální prostředí pro mnoho mikroorganismů a řas. Mikroorganismy ve formě planktonu plavou ve vodě. Řasy rostou na různých místech okruhu a mohou bránit oběhu vody. Dále mikroorganismy vytvářejí tzv. biofilm, který je souvislou vrstvou mikroorganismů rostoucí na stěně trubky. [28]

2.4.1 Problémy způsobené nedostatečnou kvalitou vody

Za korozi je označováno chemické nebo elektrochemické narušení struktury kovů okolním prostředím. Negativním důsledkem může být úplné zničení zařízení, nutnost jeho nahrazení a s tím spojená odstávka. Dalším důsledkem je zhoršení přestupu tepla na teplosměnných plochách a jejich nižší účinnost. [28]

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny



Obrázek 2.17 Vznik koroze [30]

Pro korozi je důležitá přítomnost kyslíku, který se po rozstříku ve věži do vody dostává. Je urychlována též kyselým prostředím a přítomností biofilmu, kde mikroorganismy produkují látky způsobující korozi.

Vrstvy usazenin vznikají sražením zrna a jeho následným růstem. Nejčastěji tento děj probíhá na teplosměnných plochách, kde se po zvýšení teploty voda dostane na mez nasycení a soli s inverzní rozpustností (fosforečnan vápenatý, soli hořčíku) se začnou srážet. Další látky jako uhličitan vápenatý nebo síran vápenatý se vylučují i při nižších teplotách. Kovové povrchy tvoří pro usazování ideální prostředí vzhledem k jejich drsnému povrchu a nízké rychlosti vody v blízkosti povrchu. [31]



Obrázek 2.18 Usazeniny ve výplni věže [31]

Otevřené chladicí systémy jsou přístupné pro mikroorganismy volně se pohybující ve vzduchu a mají díky teplotě, vyšší koncentraci živin, odparu a okysličení vody i dobré podmínky pro růst a rozmnožování mikroorganismů. Uvnitř chladicích věží je pro mikroorganismy také dostupné sluneční světlo nutné pro růst některých z nich. Kromě fyzického ucpání systému (hlavně řasami) je největším problémem biofilm. Je to vrstva různorodých organismů, nejprve pomalu rostoucí, tempo růstu se však exponenciálně zvyšuje s tloušťkou vrstvy. Tato vrstva výrazně zhoršuje přenos tepla na teplosměnných plochách. Dále brání korozním inhibitorům obsaženým ve vodě v dosažení povrchu, reakce probíhající na mikrobiologické úrovni mohou urychlovat korozi nebo ji vedlejší produkty životního cyklu organismů mohou přímo způsobovat. [32]

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny



Obrázek 2.19 Biologicky znečištěná trubka [33]

2.4.2 Úprava vody

Cílem úpravy vody je zajištění co nejlepší kvality vody za co nejnižších nároků na energetickou a vodní spotřebu. Prvním krokem je tvorba softwarového modelu, který pomůže zjistit korozní a usazovací potenciál a najít kritická místa v okruhu a zvolit tak správnou kombinaci metod pro úpravu vody.

Filtrace vody pomáhá zabránit usazování a biologickému znečištění odstraněním částic až do velikosti $0,45\mu\text{m}$. Častou variantou je využití vedlejší větve, která odvádí část vody do filtrů, kde se pročistí. Při celkové bilanci spotřeby vody je pak nutné přičíst i vodu použitou k čištění těchto filtrů.

Změkčování vody je proces snižující tvrdost vody. Dochází při něm k odstranění iontů vápníku a hořčíku, které jsou nahrazeny ionty sodíku. Tím se zredukuje usazování, je pak ale nutné více zohledňovat možnost vzniku koroze. [28]

2.4.3 Vodní bilance otevřeného okruhu

Množství vody v chladicím okruhu je dáno potřebou přenést teplo uvolněné kondenzací páry. Vychází tedy z energetické bilance kondenzátoru.

$$m_p \cdot (i_p - i_k) = m_{ch} \cdot (i_{v2} - i_{v1}) \quad (12)$$

Při známém průtoku páry kondenzátorem a stavech vody i páry na obou stranách výměníku je možné z této rovnice vyjádřit potřebný průtok vody chladicím okruhem.

$$m_{ch} = \frac{m_p \cdot (i_p - i_k)}{(i_{v2} - i_{v1})} \text{ [kg/s]} \quad (13)$$

Voda ohřátá v kondenzátoru je vedena potrubím do chladicí věže. Zde je rozstříkována sprchovým systémem nad výplní věže. Ve výplni dochází k přímému kontaktu vody se vzduchem. Vzduch se ohřívá a nasycuje malým množstvím odpařované vody, které je však dostatečné pro ochlazení zbývající vody na teplotu nutnou pro její opětovné použití v kondenzátoru. Vodní bilance pro chlazení vody je tedy následující. [34]

$$m_{odp} \cdot (i'' - i_{v2}) = (m_v - m_{odp}) \cdot (i_{v2} - i_{v1}) \quad (14)$$

Množství odparu je možné z této rovnice vyjádřit

$$m_{odp} = \frac{m_{ch} \cdot (i_{v2} - i_{v1})}{(i'' - i_{v1})} \quad (15)$$

Vzhledem k malé velikosti rozstříkovaných kapek je část z nich unesena proudem vzduchu z věže do okolí. Nad sprchový systém jsou proto umístěny eliminátory úletu, které velkou část kapek zachytí. Takto zachycená voda skape z eliminátoru dolů do nádrže.

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Díky eliminátorům je úlet snížen do rozsahu 0,001-0,005 % celkového průtoku chladicí vody. [35]

$$m_{\dot{u}} = (0,00001 - 0,00005) \cdot m_v \quad (16)$$

Vzhledem k tomu, že voda unášená z věží je chemicky ošetřena, není vhodné v její blízkosti stavět parkoviště pro automobily ani budovy s omítkou citlivou na prvky obsažené ve vodě. [35]

Při odpařování odchází z okruhu pouze chemicky čistá voda a minerály v ní rozpuštěné zůstávají v okruhu. Vzhledem k riziku zanášení systému při vysokých koncentracích minerálů ve vodě je nutné část vody odvést z okruhu, zpravidla se tak děje v nádrži pod chladicí věží. Množství odluhu se odvíjí od počtu cyklů koncentrace vody. Ten vyjadřuje poměr mezi koncentrací minerálů v okruhu a v napájecí vodě, tzn. kolikrát může dané množství napájecí vody projít celým chladicím okruhem, než dosáhne maximální možné koncentrace minerálů. Koncentrace se určuje většinou podle měrné vodivosti vody. Dnes je měření a s ním i množství odluhu většinou automatizováno. [34]

$$C = \frac{m_{dv}}{m_v} \quad (17)$$

Množství odluhu je poté vypočítáno z množství odparu a cyklů koncentrace, jak je uvedeno níže. [12]

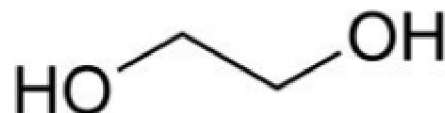
$$m_{odl} = \frac{m_{odp}}{C - 1} \quad (18)$$

Aby byla zachována bilance chladicího okruhu, je nutné vodu, která ze systému odchází, doplnit. Při výstavbě chladicího okruhu musí tedy být blízkost vodního zdroje s dostatečnou kapacitou pro doplňování vodou zajištěna. Množství této vody je součtem odparu, úletu a odluhu. Stejně jako odluh je dnes doplňování vody řízeno automaticky. [34]

$$m_{dv} = m_{odl} + m_{odp} + m_{\dot{u}} \quad (19)$$

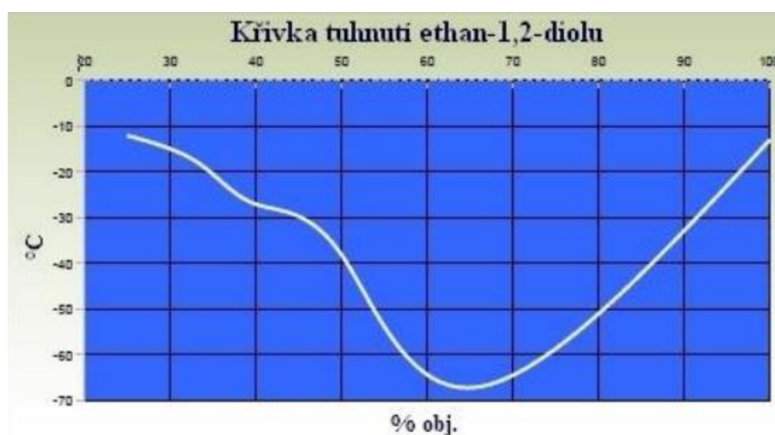
2.5 Chladiva na bázi glykolu

Nejrozšířenějšími chladivy z této skupiny jsou etylenglykol a propylenglykol. Etylenglykol je bezbarvý viskózní alkohol bez zápachu. Pro člověka jde o toxickou látku, která způsobuje metanolovou otravu. Je dobře mísitelný s vodou a jinými polárními rozpouštědly, zatímco s nepolárními se nemísí. V praxi se používá jako teplonosná kapalina ve směsi s vodou o koncentraci 40-50 %. Počátky jeho využití se vážou k počátkům automobilového průmyslu, kdy se začal využívat jako nemrzoucí chladivo v automobilech. Teplota tuhnutí čisté látky je při $-13\text{ }^{\circ}\text{C}$, ve směsi s vodou však klesá, jak je vidět v obrázku 2.21 a klesá až pod $-65\text{ }^{\circ}\text{C}$. Kvůli jeho toxicitě se od jeho využití upouští a je nahrazován méně toxickými látkami. [36]



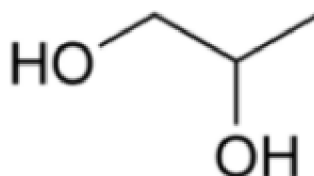
Obrázek 2.20 Struktura etan-1,2-diolu (jiný název pro etylenglykol) [36]

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny



Obrázek 2.21 Křivka tuhnutí Etylenglykolu [37]

Propylenglykol má podobné vlastnosti jako etylenglykol, jeho velkou předností je jeho netoxičita. To umožňuje využití nejen jako teplotnosné kapaliny, ale také v chemickém, potravinářském, tabákovém a farmaceutickém průmyslu. Mísitelnost s vodou je prakticky neomezená. Využívá se zpravidla ve směsích o koncentraci okolo 50 %.



Obrázek 2.22 Propan-1,2-diol (jiný název pro propylenglykol)

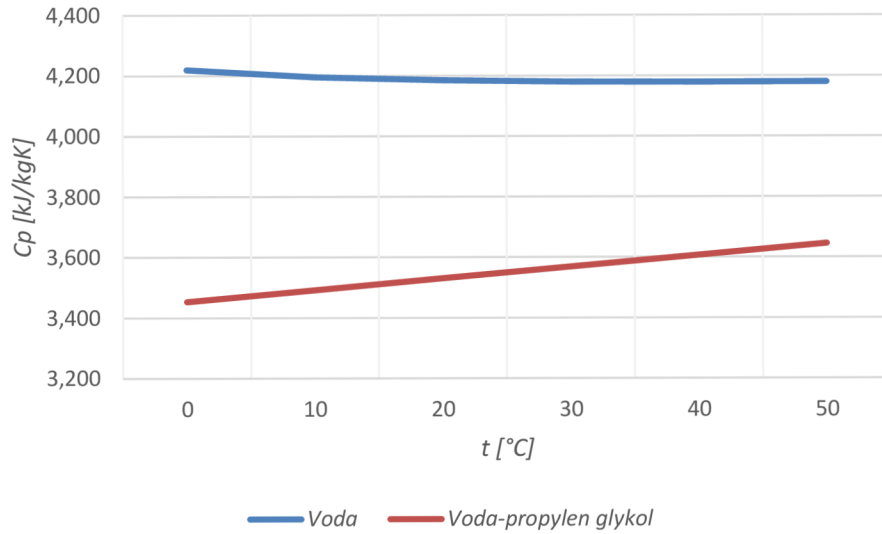
Obě výše popsané teplotnosné látky jsou náchylné k termicky oxidačním reakcím. Produktem těchto reakcí jsou organické kyseliny, které snižují pH směsi. To může mít za následek korozi v potrubí. Mezi katalyzátory těchto reakcí patří kovy běžně užívané v potrubní technice jako například železo, měď nebo hliník. Reakci je potřeba bránit pomocí pufrů, které musí být do systému pravidelně doplňovány.

2.6 Srovnání chladiv vybraných pro návrhovou část

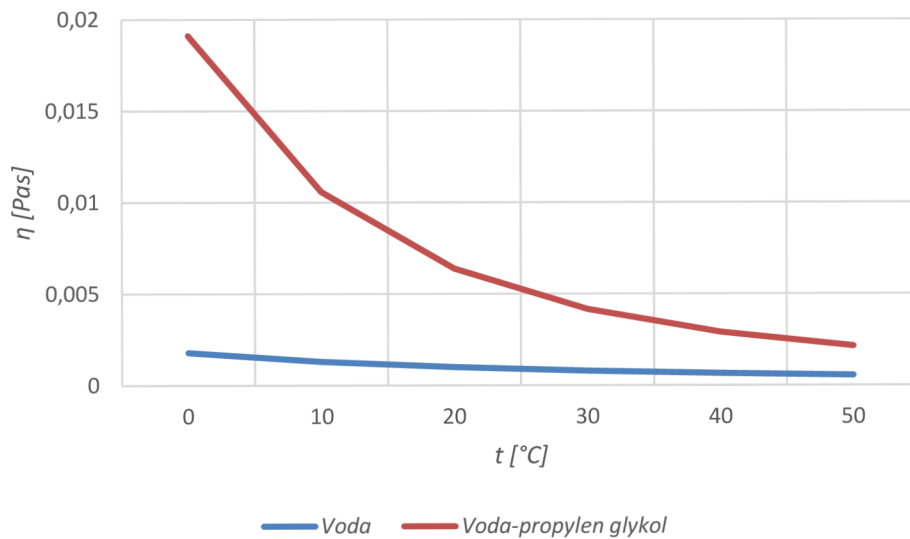
V návrhové části jsou využita dvě chladiva z výše popsaných, a to voda a 50% směs vody a propylen glykolu. S pomocí doplňku CoolProp pro MS Excel [38] jsou níže zhotoveny grafy srovnávající čtyři důležité vlastnosti chladicích médií v rozsahu teplot běžně dosahovaných v chladicím okruhu. Graf v obrázku 2.23 srovnává měrnou tepelnou kapacitu obou chladicích médií. Čím vyšší je, tím menší bude potřeba při stejném množství přeneseného tepla hmotnostní průtok kapaliny. Z tohoto srovnání jde vidět, že voda i přes mírný pokles měrné tepelné kapacity se stoupající teplotou, vychází lépe než směs, u které kapacita s teplotou stoupá. Dynamická viskozita v grafu na obrázku 2.24 charakterizuje vnitřní tření v kapalině. S vyšším třením v kapalině se při jejím proudění zvyšuje i tlaková ztráta v potrubí, která ovlivňuje výpočet a následný výběr čerpadla. Přes výrazné snižování dynamické viskozity se zvyšující se teplotou u glykolu má voda tuto hodnotu nižší v celém rozsahu teplot běžně využívaných v chladicím okruhu. Tepelná vodivost představuje rychlost, kterou se teplo ze zahřátější části látky šíří do chladnější části látky. I tato vlastnost vychází pro vodu lépe než pro směs voda-propylen glykol. Dalším důležitým ukazatelem pro vedení tepla je Prandtlovo číslo, které vyjadřuje, zda v kapalině převládá

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

nebo konvektivní přenos tepla. Čím je číslo vyšší, tím víc převažuje konduktivní přenos tepla. Prandtlovo číslo je závislé na dynamické viskozitě, proto je mezi grafy na obrázcích 2.24 a 2.26 výrazná podobnost.

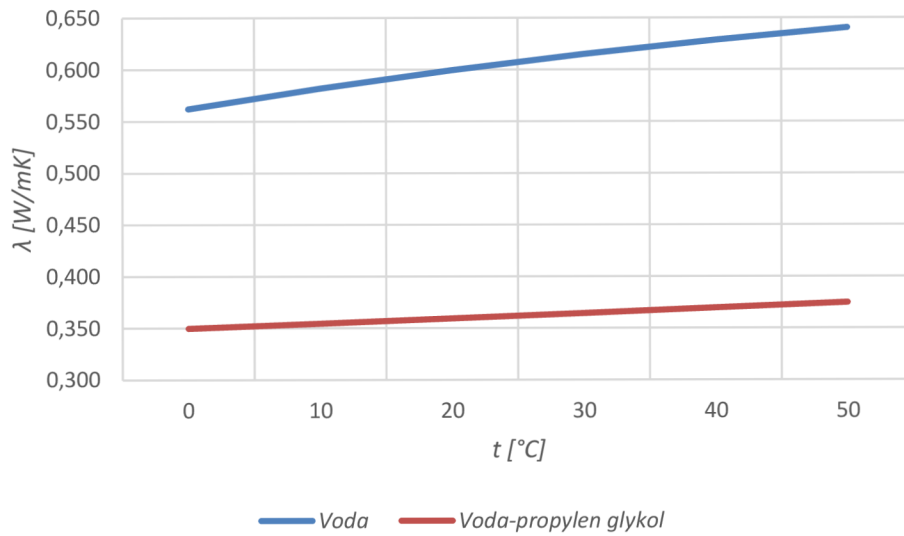


Obrázek 2.23 Srovnání měrné tepelné kapacity chladicích médií

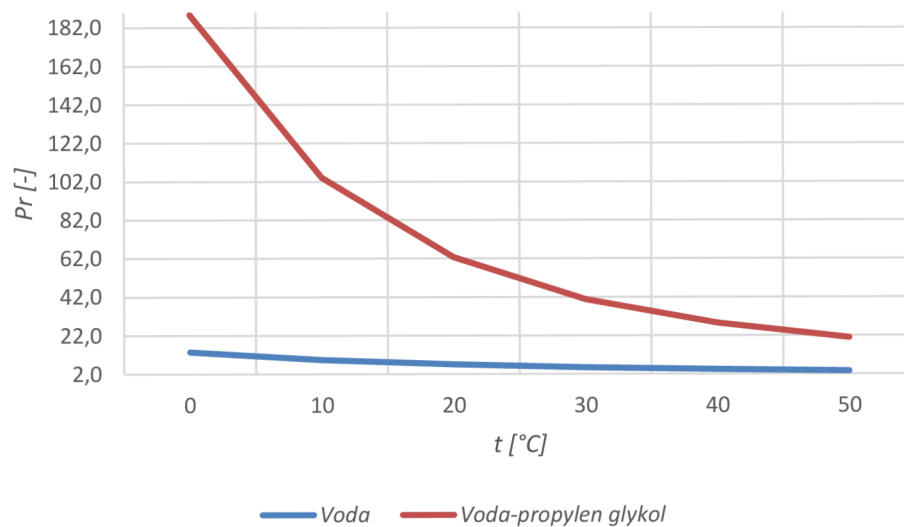


Obrázek 2.24 Srovnání měrné tepelné kapacity chladicích médií

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny



Obrázek 2.25 Srovnání tepelné vodivosti chladících médií



Obrázek 2.26 Srovnání Prandtlova čísla chladících médií

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

3 Návrh chladicího okruhu

3.1 Zadané podmínky

V následující části budou vypočítány tři varianty chladících okruhů, a to mokrá věž s přirozeným tahem a suchá věž s nuceným tahem pro dvě chladiva – vodu a směs vody a propylen glykolu, pro které jsou shodné vstupní parametry výpočtu.

Hmotnostní průtok páry kondenzátorem vychází ze zadání diplomové práce.

$$\dot{m}_p = 35 \left[\frac{t}{h} \right] = 9,72 \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (20)$$

Suchost na výstupu z kondenzátoru musí být nulová a na turbíně se počítá s expanzí do oblasti mokré páry. Proto je zvolena suchost ve výši:

$$x^{in} = 0,88 \quad [-] \quad (21)$$

$$x' = 0 \quad [-] \quad (22)$$

Parametrem, který je také stejný pro všechny varianty výpočtu je nedohřev v kondenzátoru.

$$\Delta t_k = 5 \quad [^{\circ}C] \quad (23)$$

Tlaková ztráta chladiva v kondenzátoru:

$$\Delta p_k = 1 \quad [bar] \quad (24)$$

Teplota chladicího média na vstupu do kondenzátoru:

$$t_1 = 35 \quad [^{\circ}C] \quad (25)$$

Ohřátí média v kondenzátoru:

$$\Delta t = 10 \quad [^{\circ}C] \quad (26)$$

Teplota média na výstupu z kondenzátoru je tedy:

$$t_2 = t_1 + \Delta t = 35 + 10 = 45 \quad [^{\circ}C] \quad (27)$$

Kondenzační teplota páry:

$$t_k = t_2 + \Delta t_k = 45 + 5 = 50 \quad [^{\circ}C] \quad (28)$$

Entalpie mokré páry je dána jako funkce teploty a její sytosti. Stejně jako pro všechny následující výpočty vlastností vody a vodní páry je využit doplněk Xsteam pro MS Excel [39].

$$h = f(t \quad [^{\circ}C]; x \quad [-]) \quad (29)$$

Z těchto parametrů je možné určit entalpii páry na vstupu a kondenzátu na výstupu. Na vstupu:

$$h^{in} = f(t_k \quad [^{\circ}C]; x^{in} \quad [-]) = f(50; 0,88) = 2305,5 \quad [kJ/kg] \quad (30)$$

Entalpii kondenzátu na výstupu:

$$h' = f(t_k \quad [^{\circ}C]; x' \quad [-]) = f(50; 0) = 209,3 \quad [kJ/kg] \quad (31)$$

Dále je pro zjednodušení zaveden předpoklad, že v nádrži chladicího média nedochází k ohřevu ani ochlazování. Z toho tedy lze vyvodit

$$t_3 = t_1 \quad (32)$$

Pro okolní vzduch jsou zvoleny následující parametry.

Teplota vzduchu:

$$t_{ain} = 30 \quad [^{\circ}C] \quad (33)$$

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Tlak vzduchu:

$$p_{atm} = 1[\text{bar}] \quad (34)$$

Vlhkost vzduchu:

$$RH_{ain} = 50[\%] \quad (35)$$

3.2 Výpočet mokré chladicí věže

3.2.1 Návrhový stav

Výpočet mokré chladicí věže vychází z návrhového stavu.

Výpočet průtoku chladicí vody vychází z energetické bilance povrchového kondenzátoru.

$$\dot{m}_p \cdot (h^{in} - h') = \dot{m}_{ch} \cdot (h_2 - h_1) \quad (36)$$

Tlak chladicí vody na výstupu z kondenzátoru je zvolen v rovnici (37).

$$p_{v2} = 1,5 [\text{bar}] \quad (37)$$

Tlak na vstupu do kondenzátoru je potom součtem tlaku na výstupu a tlakové ztráty.

$$p_{v1} = p_{v2} + \Delta p_k = 1,5 + 1 = 2,5 [\text{bar}] \quad (38)$$

Entalpie vody pak jako funkce teploty a tlaku:

$$h = f(t [\text{°C}], p_v [\text{bar}]) \quad (39)$$

Entalpie vody na vstupu do kondenzátoru:

$$h_1 = f(t_1 [\text{°C}]; p_{v1} [\text{bar}]) = f(35; 2,5) = 146,9 [\text{kJ/kg}] \quad (40)$$

Entalpie vody na výstupu z kondenzátoru:

$$h_2 = f(t_2 [\text{°C}]; p_{v2} [\text{bar}]) = f(45; 1,5) = 188,6 [\text{kJ/kg}] \quad (41)$$

Návrhový hmotnostní průtok chladicí vody kondenzátorem je tedy vyjádřen z jeho energetické bilance.

$$\dot{m}_{ch} = \frac{\dot{m}_p \cdot (h^{in} - h')}{(h_2 - h_1)} = \frac{9,72 \cdot (2305,5 - 209,3)}{(188,6 - 146,9)} = 488,76 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (42)$$

Entalpie vody po zchlazení ve věži:

$$h_3 = f(t_1 [\text{°C}]; p_{atm} [\text{bar}]) = f(40; 1) = 146,6 [\text{kJ/kg}] \quad (43)$$

Voda je chlazená odpařováním. Bilance tohoto děje je následovná:

$$(\dot{m}_{ch} - \dot{m}_{odp}) \cdot (h_2 - h_3) = \dot{m}_{odp} \cdot (h_2'' - h_2) \quad (44)$$

Entalpie odparu je zde entalpií nasycené páry při teplotě vody na vstupu do věže.

$$h_2'' = f(t_2 [\text{°C}]; x [-]) = f(45; 1) = 2582,5 [\text{kJ/kg}] \quad (45)$$

Množství odparu je možné dopočítat po následující úpravě bilanční rovnice.

$$\dot{m}_{odp} = \frac{\dot{m}_{ch} \cdot (h_2 - h_3)}{(h_2'' - h_1)} = \frac{488,76 \cdot (188,6 - 146,6)}{(2582,5 - 146,9)} = 8,41 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (46)$$

Úlet je dopočítán s koeficientem 0,005 % získaným z literatury [35].

$$\dot{m}_ú = 0,00005 \cdot \dot{m}_{ch} = 0,00005 \cdot 468,76 = 0,02 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (47)$$

Množství odluhu je dopočítáno s počtem cyklů doporučených v literatuře [34].

$$C = 8[-] \quad (48)$$

$$\dot{m}_{odl} = \frac{\dot{m}_{odp}}{C - 1} = \frac{8,41}{8 - 1} = 1,20 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (49)$$

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Množství doplňující vody je potom součtem všech těchto ztrát.

$$\dot{m}_{av} = \dot{m}_{odl} + \dot{m}_{odp} + \dot{m}_{ú} = 1,20 + 8,41 + 0,02 = 9,64 \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (50)$$

Hustota vody v bodě 1 je důležitá pro správnou volbu čerpadla vzhledem k objemovému průtoku.

$$\rho_1 = f(t_1[^\circ C]; p_1[bar]) = f(35[^\circ C]; 2,5[bar]) = 994 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (51)$$

Objemový průtok:

$$\dot{V}_{ch} = \frac{\dot{m}_{ch}}{\rho_1} = \frac{488,76}{994} = 0,49 \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (52)$$

Vlastnosti v zadání jsou dostatečné pro určení stavu vzduchu, které jsou zjištěny pomocí doplňku MS Excel Coolprop [38]. Všechny ostatní vlastnosti jsou tedy funkcí těchto veličin, jak je popsáno v rovnici (53).

$$X = f(t_{ain}[^\circ C]; RH_{in}[%]; p_{atm}[bar]) = f(30; 50; 1) \quad (53)$$

Tabulka 1 Vlastnosti vzduchu na vstupu do věže

<i>Teplota vlhkého teploměru</i>	t'_{ain}	22,0	$^\circ C$
<i>Parciální tlak vodní páry</i>	pp'_{ain}	2 132,7	Pa
<i>Měrná vlhkost vzduchu</i>	W_{ain}	0,01355	kg_w/kg_a
<i>Entalpie vzduchu</i>	h_{ain}	64,0	kJ/kg
<i>Hustota vzduchu</i>	ρ_{in}	1,14032	m^3/kg

Množství vzduchu je zvoleno iteračně, aby vlhkost vzduchu na výstupu byla menší než 100 %.

$$\dot{m}_{ain} = 240 \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (54)$$

Teplota vzduchu na výstupu je odhadnuta jako průměr teploty vody na vstupu a výstupu z věže. [40]

$$t_{aout} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{35 + 45}{2} = 40[^\circ C] \quad (55)$$

Měrná vlhkost vzduchu na výstupu z věže se dopočítá jako součet vlhkosti na vstupu a poměru odpařené vody ke množství suchého vzduchu na vstupu.

$$\left. \begin{aligned} W_{aout} &= W_{ain} + \frac{\dot{m}_{odp}}{(m_{ain} - W_{ain} \cdot m_{odp})} \\ W_{aout} &= 0,01355 + \frac{8,41}{(240 - 0,01355 \cdot 8,41)} \\ W_{aout} &= 0,04908 \left[\frac{kg_w}{kg_a} \right] \end{aligned} \right\} \quad (56)$$

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Pomocí CoolProp jsou dopočítány ostatní vlastnosti vzduchu na výstupu jako funkce teploty, absolutní vlhkosti a tlaku na výstupu (opět atmosférický).

$$X = f\left(t_{aout} [^{\circ}C]; W_{aout} \left[\frac{kg_w}{kg_a}\right]; p_{atm} [bar]\right) = f(40; 0,04908; 1) \quad (57)$$

Tabulka 2 Vlastnosti vzduchu na výstupu z věže

Teplota vlhkého teploměru	t'_{aout}	39,8	$^{\circ}C$
Parciální tlak vodní páry	pp'_{aout}	7276,7	Pa
Entalpie vzduchu	h_{aout}	158,7	kJ/kg
Hustota vzduchu	ρ_{out}	1,08230	m^3/kg
Relativní vlhkost vzduchu	RH_{out}	98,6	%

Výkon chladicí věže je vypočítán na vodní straně, protože ta má návaznost na další technologii centrály.

$$\left. \begin{aligned} P_{MV} &= (\dot{m}_{ch} - \dot{m}_{odp} - \dot{m}_{odl} - \dot{m}_u) \cdot (h_2 - h_3) \\ P_{MV} &= (488,76 - 8,41 - 1,2 - 0,02) \cdot (188,6 - 146,6) = [kW] \\ P_{MV} &= 20\,082,6 [kW] \end{aligned} \right\} \quad (58)$$

Účinnost věže je vypočítána podle Šapošnikova [41].

$$\eta_{MV} = \frac{t_2 - t_1}{t_2 - t'_{ain}} \cdot 100 = \frac{45 - 35}{45 - 22} \cdot 100 = 43,4 [\%] \quad (59)$$

Pro spočtení rozměrů výplně věže je potřeba nejdříve spočíst její charakteristiku. Na vodní straně je pro tento výpočet nutné znát teploty vody na vstupu a výstupu z věže, které jsou dány zadáním. Dále je potřeba zjistit entalpii proudu vzduchu a entalpii nasyceného vzduchu při teplotě vody. V obou případech jsou použity aritmetické průměry vstupních a výstupních hodnot. [40]

Entalpie vzdušného proudu

$$\begin{aligned} h_{ave} &= f\left(\frac{t_{ain} + t_{aout}}{2}; \frac{RH_{in} + RH_{out}}{2}\right) = f\left(\frac{30 + 40}{2}; \frac{50 + 98,6}{2}\right) \\ &= 115,0 [kJ/kg] \end{aligned} \quad (60)$$

Entalpie nasyceného vzduchu při teplotě vody

$$h_{sa} = f\left(\frac{t_1 + t_2}{2}; RH_{100\%}\right) = f\left(\frac{35 + 45}{2}; 100\right) = 160,5 [kJ/kg] \quad (61)$$

Charakteristika věže z Merkelovy rovnice [40]:

$$\frac{Ka\bar{V}}{\bar{L}} = \frac{t_2 - t_1}{h_{sa} - h_{ave}} = \frac{45 - 35}{160,5 - 115,0} = 0,220 \left[\frac{kg_a}{kg_w}\right] \quad (62)$$

Pro výpočet rozměrů z charakteristiky věže je potřeba znát objemovou konstantu přenosu vzduchu ve výplni. Ta se liší podle výplně, je použita hodnota z literatury [40] a převedena z imperiálního do metrického systému.

$$Ka = 0,44 \left[\frac{kg_a}{m^3s}\right] \quad (63)$$

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Další konstantou nutnou pro výpočet je faktor zatížení. Ten vyjadřuje plošné zatížení věžní výplně vodou. Tato hodnota je doporučena v literatuře [42].

$$\bar{L} = 4,4 \left[\frac{kg_w}{m^2 s} \right] \quad (64)$$

Výška výplně věže je potom dopočítána z charakteristiky věže a konstant.

$$Z = \frac{Ka\bar{V}}{\bar{L}} \cdot \frac{\bar{L}}{Ka} = 0,220 \cdot \frac{4,4}{0,44} = 2,2[m] \quad (65)$$

Základna výplně je potom dopočítána z faktoru zatížení a hmotnostního průtoku vody.

$$B = \frac{\dot{m}_{ch}}{\bar{L}} = \frac{488,76}{4,4} = 111,1[m^2] \quad (66)$$

Průměr základny:

$$D_B = \sqrt{\frac{4 \cdot B}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 111,1}{\pi}} = 11,9[m] \quad (67)$$

Vzhledem k nedostatku zdrojů pro výpočet ostatních rozměrů věže samotné je výpočet vyhotoven na základě podobnosti s již existující věží. Zvolena je chladicí věž JE Dukovany. Je spočten poměr p průměru základny dukovanské a navrhované věže a tím jsou pak vynásobeny ostatní rozměry dukovanské věže.

$$p = \frac{D_B}{D^{Duk}} = 0,42[-] \quad (68)$$

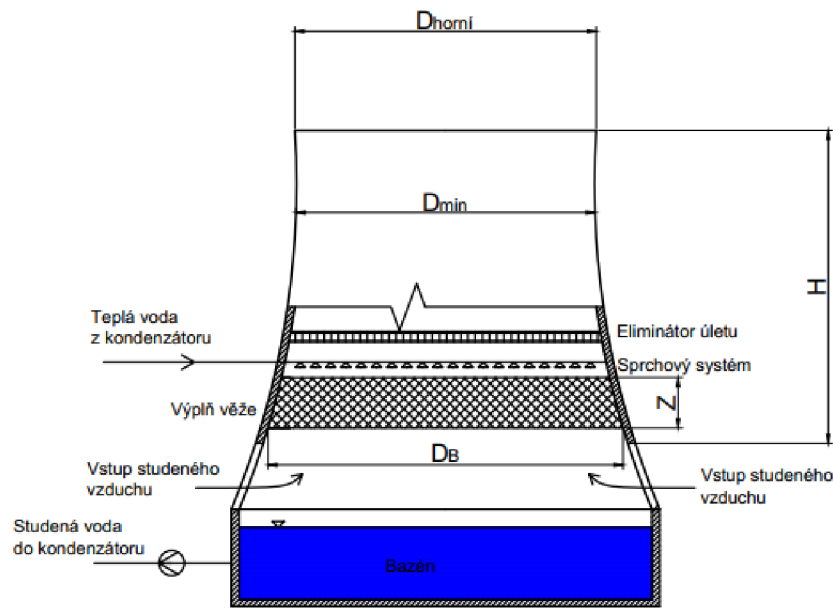
Tabulka 3 Rozměry navrhované a dukovanské věže

Veličina	Značka	Dukovany	Navrhovaná věž
Průměr základny	D_B	28,6	11,9
Průměr v nejužším místě	D_{min}	17,8	7,4
Horní průměr	$D_{horní}$	19,1	7,9
Výška věže	H	125	51,9

Se známou výškou věže je možné dopočítat komínový tah.

$$\left. \begin{aligned} \Delta p_{tah} &= H \cdot (\rho_{ain} - \rho_{aout}) \cdot g \\ \Delta p_{tah} &= 51,9 \cdot (1,14032 - 1,08230) \cdot 9,81 = 29,5[Pa] \end{aligned} \right\} \quad (69)$$

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny



Obrázek 3.1 Náskres navržené mokré věže

Dále jsou spočteny rychlosti na vstupu, výstupu a uvnitř věže. K tomu je nejdříve nutné spočítat objemové průtoky vlhkého vzduchu na vstupu do věže a po průchodu teplosměnnou plochou.

Objemový průtok vzduchu na vstupu do věže

$$\dot{V}_{ain} = \frac{\dot{m}_{ain}}{\rho_{ain}} = \frac{240}{1,14032} = 210,5 \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (70)$$

Objemový průtok vzduchu ve věži za teplosměnnou plochou

$$\dot{V}_{aout} = \frac{\dot{m}_{ain} + \dot{m}_{odp}}{\rho_{aout}} = \frac{240 + 8,41}{1,08230} = 229,5 \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (71)$$

Rychlosti vzduchu ve věži jsou spočteny na vstupu, v nejužším místě věže, na výstupu a na dvou průměrech mezi těmito významnými body.

$$D_{stř1} = \frac{D_B + D_{min}}{2} \quad (72)$$

$$D_{stř2} = \frac{D_{min} + D_{horní}}{2} \quad (73)$$

Rychlosti jsou pak dopočítány podle známého vzorce. S dosazeným vstupním průtokem pro rychlost na vstupu do věže, pro zbývající rychlosti je dosazen průtok ohřátého a navlhčeného vzduchu.

$$c_a = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D^2} \quad (74)$$

Tabulka 4 Rychlosti v mokré věži

$D_B[m]$	$D_{stř1}[m]$	$D_{min}[m]$	$D_{stř2}[m]$	$D_{horní}[m]$
11,9	9,6	7,4	7,6	7,9
$c_B[m/s]$	$c_{stř1}[m/s]$	$c_{min}[m/s]$	$c_{stř2}[m/s]$	$c_{horní}[m/s]$
1,9	3,1	5,3	5,0	4,6

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Volba čerpadla proběhla na základě objemového průtoku chladiva z rovnice (52), výtláčného tlaku (tlak v bodě 1) z rovnice (38) a teploty média. Bylo zvoleno čerpadlo typu CVE od firmy Sigma Pumpy Hranice. [43]



Obrázek 3.2 Čerpadlo CVE

Tabulka 5 Provozní hodnoty čerpadla typu CVE [49]

Veličina	Jednotka	Minimální hodnota	Maximální hodnota
Výstupní tlak	bar	1,1	16
Průtok	l/min	300	4501,2
Teplota média	°C		80
Výkon	kW		155

Potřebný výkon čerpadla je dopočítán známým vzorcem.

$$P_{\text{čMvel}} = \dot{m}_{\text{ch}} \cdot (h_1 - h_3) = 488,76 \cdot (146,9 - 146,6) = 107,37 \text{ [kW]} \quad (75)$$

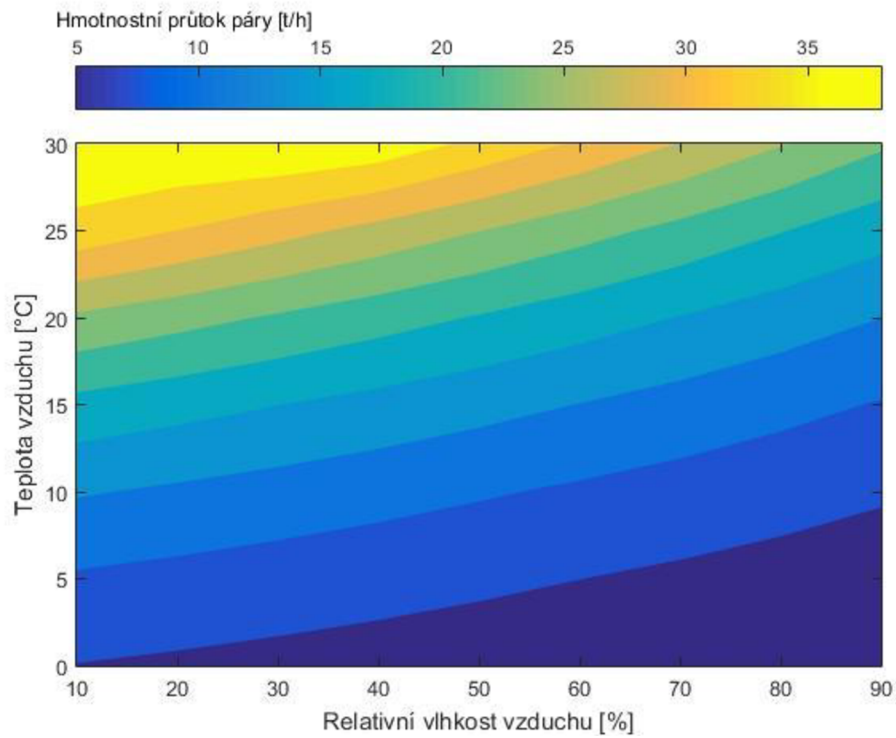
3.2.2 Provozní mapa

První část provozní mapy v tabulce 6 a na obrázku 3.3 chladicí věže znázorňuje, jaké množství páry je možné zchladit v závislosti na stavu okolního vzduchu. Druhá část znázorňuje závislost tlaku páry v kondenzátoru na průtoku páry venkovní teplotě. Obě tyto veličiny ovlivňují výkon celé tepelné centrály, její najíždění i případný provoz v přechodových stavech.

Tabulka 6 Množství kondenzované páry [t/h] v závislosti na teplotě a vlhkosti okolního vzduchu

Relativní vlhkost vzduchu [%]	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Teplota vzduchu [°C]									
0	7,27	6,89	6,50	6,12	5,73	5,35	4,96	4,57	4,19
5	10,14	9,59	9,03	8,48	7,93	7,38	6,82	6,27	5,71
10	13,98	13,20	12,42	11,64	10,85	10,07	9,29	8,50	7,72
15	19,08	17,99	16,90	15,81	14,71	13,62	12,52	11,42	10,32
20	25,83	24,32	22,81	21,30	19,79	18,27	16,75	15,22	13,70
25	34,71	32,65	30,58	28,50	26,42	24,34	22,25	20,16	18,06
30	39,03	39,03	39,03	37,93	35,10	32,26	29,41	26,56	23,69

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

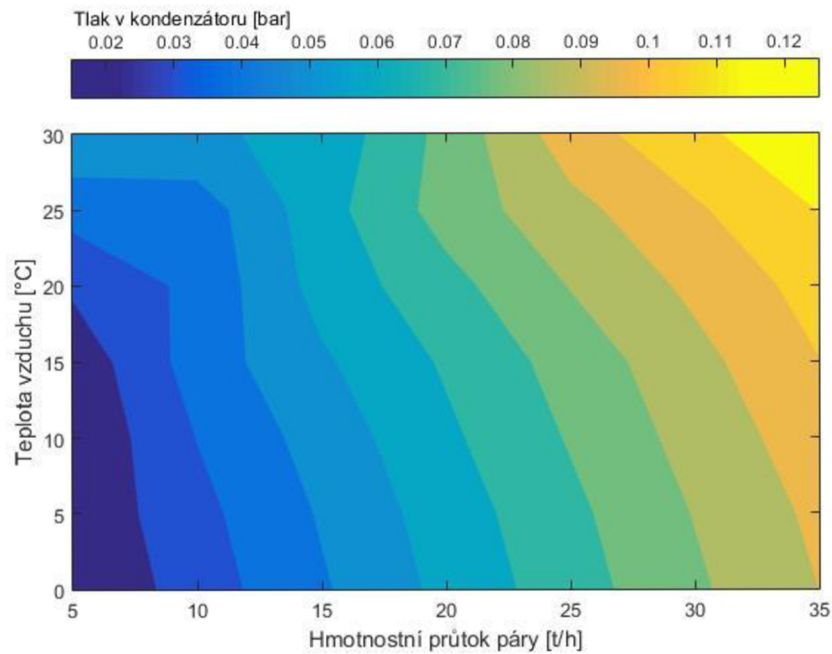


Obrázek 3.3 Provozní mapa mokré věže

Tabulka 7 Tlak v kondenzátoru [bar] v závislosti na teplotě vzduchu a hm. průtoku kondenzátorem při RH=50 %

Hmotnostní průtok páry kondenzátorem [%]	5	10	15	20	25	30	35
Teplota vzduchu [°C]							
0	0,021	0,035	0,048	0,061	0,073	0,085	0,096
5	0,023	0,037	0,050	0,063	0,075	0,087	0,098
10	0,022	0,040	0,053	0,066	0,078	0,090	0,101
15	0,024	0,044	0,057	0,069	0,081	0,093	0,105
20	0,032	0,042	0,062	0,074	0,087	0,098	0,109
25	0,043	0,044	0,064	0,081	0,093	0,104	0,115
30	0,057	0,057	0,061	0,080	0,101	0,112	0,124

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny



Obrázek 3.4 Tlak v kondenzátoru [bar] v závislosti na teplotě vzduchu a hm. průtoku kondenzátorem při RH=50 %

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

3.3 Výpočet suchého chladiče vzduchu

3.3.1 Návrhový stav

Výpočet suché chladicí věže je proveden pro dvě varianty chladicí kapaliny – pro vodu a směs voda-propylen glykol o koncentraci 50 %.

V nádrži chladicího média je atmosférický tlak.

$$p_3 = 1 \text{ [bar]} \quad (76)$$

Abychom určili správný tlak před chladičem, je třeba znát tlakovou ztrátu. Ta je dopočítána iteračně v kapitole 3.3.2 Hydraulický výpočet. Po jejím přičtení k tlaku v nádrži dostaneme tlak před chladičem.

$$p_2 = p_3 + \Delta p_{ch} \quad (77)$$

Tlak před kondenzátorem je pak součtem tlaku před chladičem a tlakové ztráty kondenzátoru.

$$p_1 = p_2 + \Delta p_k \quad (78)$$

Tabulka 8 Tlaky na straně kapaliny

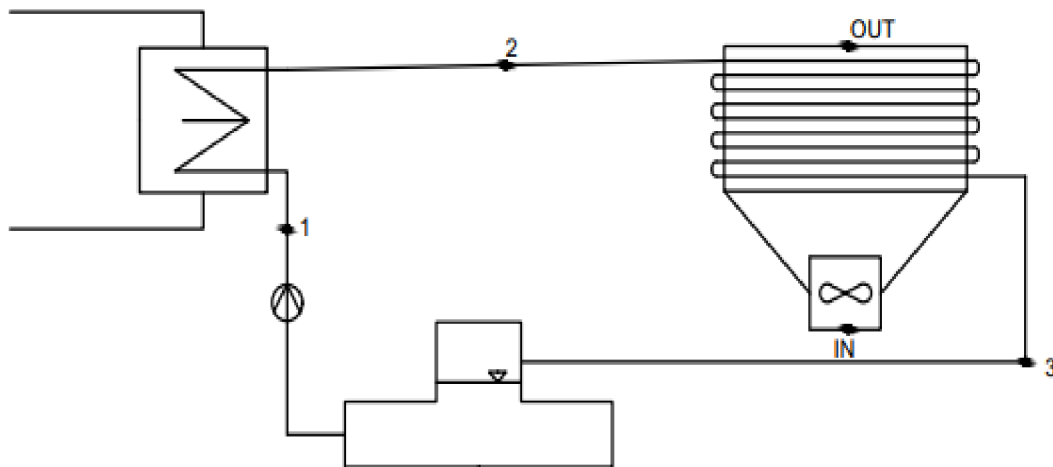
Veličina	Značka	Jednotka	Voda	Voda-propylen glykol
Tlaková ztráta chladiče	Δp	bar	0,7	0,8
Tlak před chladičem	p_2	bar	1,7	1,8
Tlak před kondenzátorem	p_1	bar	2,7	2,8

Uzavřený okruh je méně náchylný k vniku nečistot, a proto je u vodní varianty možné použít skrápěný kondenzátor, který eliminuje nedohřev páry. Pro lepší porovnatelnost výsledků je přesto u obou variant uvažován kondenzátor s trubkovým svazkem.

Při známých požadovaných teplotách a průtoku na straně kapaliny a vstupní teplotě vzduchu je možné provést výpočet dvěma způsoby. Buď zvolit hm. průtok a iteračním způsobem upravovat výpočet, aby výstupní teplota byla reálná, nebo nejdříve zvolit výstupní teplotu a potom dopočítávat hmotnostní průtok vzduchu. Kvůli jednoduššímu výpočtu je vybrána varianta se zvolenou teplotou vzduchu na výstupu z chladiče

$$t_{aout} = 35 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (79)$$

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny



Obrázek 3.5 Schéma zapojení chladicího okruhu

Chladicí okruh vychází z návrhových hodnot v kondenzátoru. Z energetické bilance kondenzátoru je vyjádřeno množství chladicí kapaliny. Vzhledem k velkému množství chladicích médií je hmotnostní průtok rozdělen do 10 stejných chladičů a všechny další hodnoty jsou počítány pro jedno zařízení.

$$\dot{m}_{ch} = \frac{\dot{m}_p \cdot (h^{in} - h')}{10 \cdot (h_2 - h_1)} \quad (80)$$

Druhým výměníkem tepla v okruhu je suchý chladič vzduchu. Energetická bilance suchého chladiče vzduchu.

$$\dot{m}_{ch} \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m}_a \cdot (h_{aout} - h_{ain}) \quad (81)$$

Pro výpočet entalpie vzduchu je třeba znát jeho tlak. Na výstupu bude tlak atmosférický, ale na vstupu je k atmosférickému tlaku ještě nutno přičíst tlakovou ztrátu v chladiči. Ta je opět iterována v hydraulickém výpočtu v kapitole 3.3.2.

$$p_{in} = p_{atm} + \Delta p_a \quad (82)$$

Tabulka 9 Tlak na straně vzduchu

Veličina	Značka	Jednotka	Voda	Voda-propylen glykol
Tlaková ztráta v chladiči	Δp_a	bar	0,003	0,004
Tlak před chladičem	p_{in}	bar	1,003	1,004

Entalpie kapaliny před i za chladičem je opět funkcí teploty a tlaku v daných bodech.

$$h_1 = f(t_1[^\circ C]; p_1[bar]) \quad (83)$$

$$h_2 = f(t_2[^\circ C]; p_2[bar]) \quad (84)$$

$$h_3 = f(t_1[^\circ C]; p_3[bar]) \quad (85)$$

Entalpie vzduchu na vstupu je zde opět funkcí jeho tlaku, teploty a měrné vlhkosti, v návrhovém stavu tedy

$$h_{ain} = f(t_{ain}[^\circ C]; RH_{in}[\%]; p_{in}[bar]) \quad (86)$$

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Pro výpočet entalpie vzduchu na výstupu je pak nutné nejdříve vypočítat měrnou vlhkost vzduchu, která zůstává na rozdíl od vlhkosti relativní konstantní. Ta je pak použita ve výpočtu entalpie na výstupu společně s výstupní teplotou.

$$w = f(t_{ain}[^{\circ}C]; RH_{in}[\%]; p_{in}[bar]) \quad (87)$$

$$h_{aout} = f(t_{ain}[^{\circ}C]; w[\%]; p_{atm}[bar]) \quad (88)$$

Množství vzduchu je pak možné vyjádřit z energetické bilance chladiče.

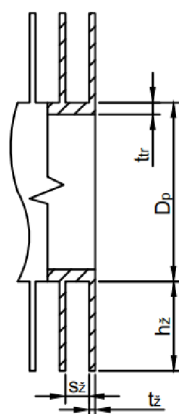
$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_{ch} \cdot (h_2 - h_3)}{(h_{aout} - h_{ain})} \quad (89)$$

Následující tabulka popisuje teploty páry a chladiva na vstupu a výstupu z kondenzátoru a hmotnostní průtok chladiva. Pro vlastnosti páry a vody je použit doplněk Xsteam [39] a pro směs voda-propylen glykol (50 %) doplněk CoolProp [38], obojí pro MS Excel.

Tabulka 10 Energetická bilance chladicího okruhu

Veličina	Značka	Jednotka	Voda	Voda-propylen glykol
Entalpie chladicího média na vstupu do kondenzátoru	h_1	kJ/kg	146,9	53,5
Entalpie chladicího média na výstupu z kondenzátoru	h_2	kJ/kg	188,6	89,5
Entalpie chladicího média za chladičem	h_3	kJ/kg	146,7	53,4
Hmotnostní průtok kapaliny jedním chladičem	\dot{m}_{ch}	kg/s	48,88	56,62
Měrná vlhkost vzduchu	w	kg_w/kg_{sv}	0,01355	0,01355
Entalpie vzduchu na vstupu	h_{ain}	kJ/kg	64,8	64,8
Entalpie vzduchu na výstupu	h_{aout}	kJ/kg	70,0	70,0
Hmotnostní průtok vzduchu jedním chladičem	\dot{m}_a	kg/s	396,3	396,3

Pro chladiče obou zvolených médií byly zvoleny příčně žebrované trubky a rozměry trubek byly získány z nabídkového katalogu [44]. Trubka je popsána v obrázku 3.6 a rozměry jsou vypsány v tabulce 11.



Obrázek 3.6 Řez a popis žebrované trubky

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Tabulka 11 Geometrie žebrované trubky

Veličina	Značka	Jednotka	Hodnota
Vnější průměr trubky	D_p	mm	30
Tloušťka trubky	t_{tr}	mm	2
Výška žebra	h_z	mm	15
Rozteč žeber	s_z	mm	4
Tloušťka žeber	t_z	mm	1

Zbývající rozměry trubky jsou dopočítány v rovnicích níže z rozměrů v tabulce.

Vnitřní průměr trubky:

$$d = D_p - 2 \cdot t_{tr} = 30 - 2 \cdot 2 = 26 [mm] \quad (90)$$

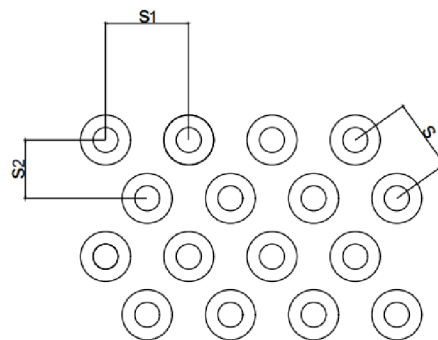
Průměr s žebry:

$$D_z = D_p + 2 \cdot h_z = 30 + 2 \cdot 15 = 60 [mm] \quad (91)$$

Počet žeber na metr:

$$n_z = \frac{1000}{s_z} = \frac{1000}{4} = 250 \left[\frac{\text{ž}}{\text{m}} \right] \quad (92)$$

Bylo zvoleno vystřídání uspořádání trubek, jak je uvedeno a popsáno na obrázku 3.7.



Obrázek 3.7 Okótované uspořádání trubek

Tabulka 12 Zvolené hodnoty roztečí trubek

Veličina	Značka	Jednotka	Hodnota
Rozteč trubek na šířku	s_1	mm	100
Rozteč trubek v řadách	s_2	mm	70

Dále je dopočítána rozteč s .

$$s = \sqrt{s_1^2 + s_2^2} = \sqrt{100^2 + 70^2} = 122,1 [mm] \quad (93)$$

Vnitřní průřez trubky důležitý pro další výpočty.

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,026^2}{4} = 0,000531 [m^2] \quad (94)$$

Počet kusů v jedné trubkové řadě je spočítán z objemového průtoku chladiva. K tomu je nutné znát hustotu chladiva, která je určena jako funkce průměrné teploty a tlaku kapaliny v chladiči.

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

$$\rho_{12} = f\left(\frac{t_1 + t_2}{2} [^{\circ}\text{C}]; \frac{p_3 + p_2}{2} [\text{bar}]\right) \quad (95)$$

Objemový průtok:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho_{12}} \quad (96)$$

Poslední veličinou, kterou je potřeba pro výpočet počtu trubek zvolit, je rychlost chladicího média. Pro obě média bylo zvoleno:

$$c = 1,5 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right] \quad (97)$$

Počet trubek v jedné řadě je pak dopočítán z objemového průtoku chladiva poděleného rychlostí v trubkách a průřezem jedné trubky. Výsledek je potom zaokrouhlen na celé číslo.

$$n_{tr} = \frac{\dot{V}}{c \cdot S} \quad (98)$$

Hodnoty uvedené v tabulce 13 jsou počítané pro oba typy chladiv.

Tabulka 13 Výpočet počtu trubek v řadě

<i>Veličina</i>	<i>Značka</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Voda</i>	<i>Voda- propylen glykol</i>
<i>Hustota chladiva</i>	ρ_{12}	kg/m^3	992	1 025
<i>Objemový průtok</i>	\dot{V}	m^3/s	0,049	0,055
<i>Počet trubek</i>	n_{tr}	-	62	69

Pro výpočet celkové plochy chladiče je nutné znát součinitele přestupu tepla na straně kapaliny. Ten se odvíjí od charakteristiky proudění dané Reynoldsovým číslem.

$$Re_{ch} = \frac{c \cdot \rho \cdot d}{\eta_{12}} \quad (99)$$

Průměrná dynamická viskozita je funkcí tlaku a teploty kapaliny.

$$\eta_{12} = f\left(\frac{t_1 + t_2}{2} [^{\circ}\text{C}]; \frac{p_3 + p_2}{2} [\text{bar}]\right) \quad (100)$$

Další hodnotou potřebnou pro výpočet je Prandtlovo číslo, které je funkcí tlaku a teploty chladiva.

$$Pr_{ch} = f\left(\frac{t_1 + t_2}{2} [^{\circ}\text{C}]; \frac{p_3 + p_2}{2} [\text{bar}]\right) \quad (101)$$

Rovnice pro výpočet Nusseltova čísla byla zvolena podle literatury [26], aby odpovídala hodnotám spočteným pro obě kapaliny. Podmínky pro použití rovnice jsou:

$$10^4 \leq Re \leq 10^6 \quad (102)$$

$$10^{-1} \leq Pr \leq 10^3 \quad (103)$$

$$\frac{d_i}{l} \leq 1 \quad (104)$$

Všechny tyto podmínky jsou splněny, jak je uvedeno dále v tabulce 14.

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

$$Nu_{ch} = \frac{\frac{\lambda_f}{8} \cdot Pr \cdot (Re - 1000)}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{\lambda_f}{8}\right)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{l}\right)^{2/3}\right] \quad (105)$$

Délka kanálu byla dopočítána iteračně, aby odpovídala geometrii vzduchového průtočného kanálu dopočítaného později.

Další chybějící hodnotou pro výpočet Nusseltova čísla je součinitel λ_N .

$$\lambda_N = (1,82 \cdot \log Re - 1,64)^{-2} \quad (106)$$

Pro dopočítání součinitele prostupu tepla je potřeba už jen tepelná vodivost chladiva.

$$\lambda_{ch} = f\left(\frac{t_1 + t_2}{2} [^\circ C]; \frac{p_3 + p_2}{2} [bar]\right) \quad (107)$$

Součinitel přestupu tepla na straně chladicí kapaliny:

$$\alpha_{ch} = \frac{Nu \cdot d}{\lambda_{ch}} \quad (108)$$

Tabulka 14 Přestup tepla na straně chladiva

<i>Veličina</i>	<i>Značka</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Voda</i>	<i>Voda-propylen glykol</i>
<i>Průměrná dynamická viskozita</i>	η_{12}	<i>Pa·s</i>	0,0006530	0,0029137
<i>Reynoldsovo číslo</i>	Re_{ch}	-	59 262	13 725
<i>Prandtlovo číslo</i>	Pr_{ch}	<i>kJ/kg</i>	4,3403	28,4395
<i>Součinitel pro Nusselta</i>	λ_N	-	0,0201	0,0288
<i>Nusseltovo číslo</i>	Nu_{ch}	-	311,9	179,4
<i>Tepelná vodivost chladiva</i>	λ_{ch}	-	0,629	0,370
<i>Součinitel přestupu tepla</i>	α_{ch}	-	13	13

Pro výpočet rozměrů je nejprve potřeba zjistit objemový průtok vzduchu kanálem. Jelikož je potřebný hmotnostní průtok vzduchu znám, je třeba jej podělit střední hustotou proudícího vzduchu. Ta je spočítána jako funkce průměrných hodnot teploty a tlaku v kanále při stálé měrné vlhkosti.

$$\rho_{ave} = f\left(\frac{t_{ain} + t_{aout}}{2}; \frac{p_{ain} + p_{aout}}{2}; w\right) \quad (109)$$

$$\rho_{ave} = f\left(\frac{30 + 35}{2}; \frac{1 + 1,003}{2}; 0,01355\right) = 1,133 \left[\frac{kg}{m^3}\right]$$

$$\dot{V}_{ave} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{ave}} \quad (110)$$

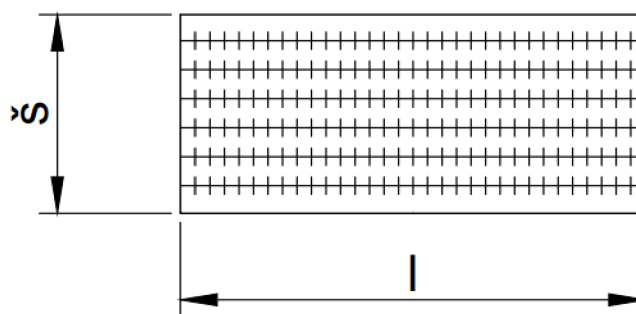
Pro dopočítání rozměrů teoretického průtočného kanálu je nutné zvolit ještě rychlost vzduchu, ta je teoretická a její skutečná hodnota je dopočítána po zaokrouhlení rozměrů průtočného kanálu.

$$c_{a teor.} = 2,5 [m/s] \quad (111)$$

Teoretický průřez průtočného kanálu je pak podílem objemového průtoku a rychlosti.

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

$$S_{teor} = \frac{\dot{V}_{ave}}{c_{a\ teor.}} \quad (112)$$



Obrázek 3.8 Průřez průtočného kanálu

Jak je vidět na obrázku 3.8, šířka průtočného kanálu se dá dopočítat za použití velikosti mezer mezi trubkami, počtu trubek a mezer mezi stěnou a krajní trubkou. Po zjednodušení vzorce dostaneme:

$$\check{s} = s_1 \cdot \left(\frac{1}{2} + n_{tr} \right) \quad (113)$$

Nyní je nutné dopočítat délku kanálu. Ta je vyjádřena ze vzorce pro průřez průtočného kanálu vyjádřeného jeho geometrií.

$$S_{kan} = \check{s} \cdot l - l \cdot D_p \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot l \cdot n_z \cdot n_{tr} \quad (114)$$

Za průřez kanálu dosadíme teoretický průřez spočtený v rovnici (113).

$$l = \frac{S_{teor}}{\check{s} - D_p \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{tr}} \quad (115)$$

Šířka a délka kanálu jsou poté zaokrouhleny na desetiny metru. Zaokrouhlené hodnoty jsou dosazeny do rovnice (115) a je dopočítán skutečný průřez.

Skutečná rychlost vzduchu v chladiči je potom dopočítána jako podíl objemového průtoku a skutečného průřezu.

$$c_a = \frac{\dot{V}_{ave}}{S_{kan}} \quad (116)$$

Tabulka 15 Průtočný kanál vzduchu

Veličina	Značka	Jednotka	Voda	Voda-propylen glykol
Průměrný objemový průtok	\dot{V}_{ave}	m^3/s	349,8	349,9
Teoretický průřez	S_{teor}	m^2	139,9	140,0
Šířka kanálu	\check{s}	m	6,2	7,0
Délka kanálu	l	m	35,8	31,8
Skutečný průřez kanálu	S_{kan}	m^2	138,7	140,3
Skutečná rychlost vzduchu	c_a	m/s	2,5	2,5

Výpočet součinitele přestupu tepla je opět proveden pomocí Nusseltova čísla. V literatuře je možné nalézt různé vzorce pro Nusseltovo číslo, každý má však platnost jen pro danou geometrii trubek a rozmezí hodnot Reynoldsova čísla. Je tedy nutné nejdříve

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

zkontrolovat, které podmínky splňuje zvolená geometrie a o jaký druh proudění se jedná. Kontrola je provedena podle literatury [26].

Výška profilu žebrování

$$\frac{h_z}{D_p} = \frac{15}{30} = 0,5 [-] \quad 0,5 \in \langle 0,2; 0,7 \rangle \quad (117)$$

Jedná se tedy o vysoký profil žebrování.

Dalším poměrem, který je nutné zkontrolovat, je poměr rozteče žeber ku výšce žebra.

$$\frac{e_z}{h_z} = \frac{4}{15} = 0,27 [-] \quad 0,27 \in \langle 0,13; 0,57 \rangle \quad (118)$$

Je nutné zkontrolovat i poměr roztečí mezi trubkami.

$$\frac{s_1}{s_2} = \frac{100}{70} = 1,43 [-] \quad 1,43 \in \langle 1,15; 1,72 \rangle \quad (119)$$

Reynoldsovo číslo je spočítáno s korekcí pro nejmenší obtékaný prostor.

Korekční faktor nejmenšího prostoru:

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot \frac{s_1}{D_p + 2 \cdot h_z}} \quad (120)$$

Charakteristický rozměr:

$$D_{ch} = \frac{\pi \cdot D_p}{2} \quad (121)$$

Průměrná dynamická viskozita vzduchu:

$$\eta_{ave} = f\left(\frac{t_{ain} + t_{aout}}{2}; \frac{p_{ain} + p_{aout}}{2}; w\right) \quad (122)$$

Reynoldsovo číslo s korekcí:

$$Re_{\psi} = \frac{c_a \cdot D_{ch} \cdot \rho_{ave}}{\psi \cdot \eta} \quad (123)$$

Tabulka 16 Výpočet Reynoldsova čísla na vzduchové straně

Veličina	Značka	Jednotka	Voda	Voda-propylen glykol
Korekční faktor	ψ	-	0,529	0,529
Charakteristický rozměr	D_{ch}	mm	47,1	47,1
Průměrná dynamická viskozita	η	Pa s	$1,87 \cdot 10^{-5}$	$1,87 \cdot 10^{-5}$
Reynoldsovo číslo s korekcí	Re_{ψ}	-	13 511	13 511

Reynoldsovo číslo pro obě varianty tedy patří do intervalu:

$$Re \in \langle 2\ 000; 40\ 000 \rangle \quad (124)$$

Pro všechny výše uvedené meze odpovídá vzorec pro Nusseltovo číslo [26]:

$$\overline{Nu} = 0,242 \cdot Re_{\psi}^{0,658} \left(\frac{e_z}{h_z}\right)^{0,297} \cdot \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{-0,091} \cdot Pr^{1/3} \cdot F_1 \cdot F_2 \quad (125)$$

Návrh chladícího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Koeficient F_1 se používá pouze při vysokých teplotách, jinak se zanedbává. Koeficient F_2 zohledňuje počet řad trubek. Pro 4 a více (předpoklad, který je později ve výpočtu potvrzen) odpovídá hodnota koeficientu:

$$F_2 = 1 [-] \quad (126)$$

Když jsou tyto hodnoty zahrnuty, je možné vzorec zjednodušit následujícím způsobem.

$$\overline{Nu} = 0,242 \cdot Re_{\psi}^{0,658} \left(\frac{e_z}{h_z}\right)^{0,297} \cdot \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{-0,091} \cdot Pr^{1/3} \quad (127)$$

Je třeba ještě doplnit Prandtlovo číslo.

$$Pr = \frac{c_{p\,ave} \cdot \eta_{ave}}{\lambda_{ave}} \quad (128)$$

Měrná tepelná kapacita

$$c_{p\,ave} = f\left(\frac{t_{ain} + t_{aout}}{2}; \frac{p_{ain} + p_{aout}}{2}; w\right) \quad (129)$$

Tepelná vodivost vzduchu

$$\lambda_{ave} = f\left(\frac{t_{ain} + t_{aout}}{2}; \frac{p_{ain} + p_{aout}}{2}; w\right) \quad (130)$$

Střední teoretický součinitel přestupu tepla žebrované trubky je hodnota, kterou by součinitel dosahoval, pokud by byla teplota na povrchu žeber stejná, jako je na povrchu trubky.

$$\bar{\alpha}_{oz} = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda_t}{D_p} \quad (131)$$

Tepelná vodivost trubky odpovídá Ocelové trubice obsahující 1 % uhlíku.

$$\lambda_t = 43 [W/mK] \quad (132)$$

Vzhledem k tomu, že se jedná o stejný materiál, je stejná i tepelná vodivost žebra.

$$\lambda_z = 43 [W/mK] \quad (133)$$

Účinnost žeber se poté dopočítá pomocí vzorce:

$$\eta_z = \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{2 \cdot \bar{\alpha}_{oz}}{S \cdot \lambda_z}} \cdot \psi_f\right)}{\sqrt{\frac{2 \cdot \bar{\alpha}_{oz}}{S \cdot \lambda_z}} \cdot \psi_f} \cdot 100 \quad (134)$$

Kde korekční součinitel pro účinnost žebra je doplněn pomocí vzorce (136).

$$\psi_f = \frac{D_p}{2} \cdot \left(\frac{D_p + 2 \cdot h_z}{D_p} - 1\right) \cdot \left(1 + 0,35 \cdot \ln \frac{D_p + 2 \cdot h_z}{D_p}\right) \quad (135)$$

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Tabulka 17 Koeficienty pro přenos tepla

Veličina	Značka	Jednotka	Voda	Voda-propylen glykol
Měrná tepelná kapacita	$c_{p\ ave}$	kJ/kg	1 018	1 018
Tepelná vodivost vzduchu	λ_{ave}	W/mK	0,02677	0,02677
Prandtlovo číslo	Pr	-	0,71	0,71
Nusseltovo číslo	Nu	-	73,77	73,75
Střední součinitel přestupu tepla teoretický	α_{oz}	$\text{W/m}^2\text{K}$	105 730	105 708
Korekční součinitel pro účinnost žebra	ψ_f	-	0,019	0,019
Účinnost žebra	η_z	%	2,4	2,4

Plocha žebra v řadě:

$$A_z = l \cdot n_{tr} \cdot \pi \cdot n_z \cdot \left[t_z \cdot (D_p + 2 \cdot h_z) + \frac{(D_p + 2 \cdot h_z)^2 - D_p^2}{2} \right] \quad (136)$$

Celková plocha žebra v jedné trubkové řadě je součtem plochy v mezižebrových prostorech a plochy žebra.

$$A_{t\check{z}} = (A_t + A_z) \cdot l \cdot n_{tr} \quad (137)$$

$$A_t = \pi \cdot D_p \cdot (1 - n_z \cdot t_z) \quad (138)$$

$$A_z = \pi \cdot n_z \cdot \left[t_z \cdot (D_p + 2 \cdot h_z) + \frac{(D_p + 2 \cdot h_z)^2 - D_p^2}{2} \right] \quad (139)$$

Vnitřní plocha trubky:

$$A_{ti} = \pi \cdot d \cdot l \cdot n_{tr} \quad (140)$$

Tabulka 18 Plocha trubek

Veličina	Značka	Jednotka	Voda	Voda-propylen glykol
Plocha žebra	A_z	m^2	2 458,01	2 429,88
Celková vnější plocha trubek	$A_{t\check{z}}$	m^2	2 614,90	2 584,98
Celková vnitřní plocha trubek	A_{ti}	m^2	181,3	179,23

Vzorec pro tepelný tok jednou řadou trubek:

$$\dot{Q}_{rada} = k \cdot A_{t\check{z}} \cdot \Delta T_s \quad (141)$$

Kde k je součinitel prostupu tepla žebrovanou trubkou.

$$k = \frac{1}{A_{t\check{z}} \cdot \left[\left(\frac{1}{\alpha_{oz}} + R_{zo} \right) \cdot \frac{1}{A_{t\check{z}} - (1 - \eta_z) \cdot A_z} + \frac{1}{A_{ti}} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{ch}} + R_{zi} + \frac{s}{\lambda_t} \right) \right]} \quad (142)$$

V tomto vzorci se vyskytují součinitele zanášení. Součinitel vnějšího zanášení je pro obě varianty zvolen stejně.

$$R_{zo} = 0,005[-] \quad (143)$$

Návrh chladícího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Součinitel vnitřního zanášení je pak zvolen:

$$R_{zi} = 0,005[-] \quad (144)$$

Zbývá doplnit jen střední logaritmický teplotní spád.

$$\Delta T_s = \frac{(t_1 - t_{ain}) - (t_2 - t_{aout})}{\ln \frac{(t_1 - t_{ain})}{(t_2 - t_{aout})}} \quad (145)$$

Tabulka 19 Prostup tepla trubkovou řadou

Veličina	Značka	Jednotka	Voda	Voda-propylen glykol
Součinitel prostupu tepla žebrovanou trubkou	k	W/m^2K	0,88	0,86
Střední logaritmický teplotní spád	ΔT_s	$^{\circ}C$	7,21	7,21
Tepelný tok jednou řadou trubek	$\dot{Q}_{řada}$	kW	17	16

Počet řad je vyjádřen jako podíl celkového tepla, které je nutné ve výměníku přenést ku množství tepla přenesenému jednou řadou. Počet řad je pak zaokrouhlen na nejbližší celé číslo.

$$n_{řad} = \frac{\dot{Q}_{celek}}{\dot{Q}_{řada}} \quad (146)$$

Celková výška výměníku:

$$v = s_2 \cdot n_{řad} \quad (147)$$

Celkový objem chladiče:

$$V_{celek} = v \cdot l \cdot š \quad (148)$$

Kde celkové teplo, které je nutno přenést v chladiči, je vyjádřeno například ze strany chladiwa z tepelné bilance.

$$P_{schcelek} = \dot{m}_{ch} \cdot (h_2 - h_1) \quad (149)$$

Tabulka 20 Počet trubek a tepelný tok

Veličina	Značka	Jednotka	Voda	Voda-propylen glykol
Počet řad trubek	$n_{řad}$	-	123	127
Výška chladiče	v	m	8,6	8,9
Celkový objem chladiče	V_{celek}	m^3	1 911,1	1 978,9
Celkový tepelný tok chladičem	$P_{schcelek}$	kW	2 045	2 046

Po zaokrouhlení počtu řad je dopočítána skutečná teplosměnná plocha výměníku.

$$A_{skut} = A_{tž} \cdot n_{řad} \quad (150)$$

Skutečné přenesené teplo je potom spočítáno pomocí skutečné plochy.

$$P_{schskut} = k \cdot A_{skut} \cdot \Delta T_s \quad (151)$$

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Skutečný průtok chladicího média kondenzátorem potom je desetinásobkem toku jedním chladičem.

$$\dot{m}_{ch\ skut} = 10 \cdot \frac{\dot{Q}_{skut}}{(h_2 - h_1)} \quad (152)$$

Z bilanční rovnice (36) kondenzátoru je potom dopočítán skutečný průtok páry.

$$\dot{m}_{p\ skut} = \frac{\dot{m}_{ch\ skut} \cdot (h_2 - h_1)}{(h^{in} - h')} \quad (153)$$

Tabulka 21 Skutečné hodnoty

Veličina	Značka	Jednotka	Voda	Voda-propylen glykol
Skutečná vnější teplosměnná plocha výměníku	A_{skut}	m^2	321 633,3	328 292,6
Skutečné tepelný tok ve výměníku	\dot{Q}_{celk}	W	2 049	2 047
Skutečný průtok chladicí vody okruhem	$\dot{m}_{ch\ skut}$	kg/s	491,5	568,8
Skutečný průtok páry kondenzátorem	$\dot{m}_{p\ skut}$	kg/s	9,78	9,77

3.3.2 Hydraulický výpočet

Výpočet tlakové ztráty na straně kapaliny v chladiči se skládá ze tří částí. Nejdříve je spočtena tlaková ztráta v rovných trubkách, dále v kolenech, a nakonec na vstupu a výstupu z/do kolektorů.

Pro rovné trubky je použita Darcy-Weisbachova rovnice, kde délka trubky je vynásobena počtem trubkových řad, aby byla zahrnuta celá délka potrubí.

$$\Delta p_{DW} = \lambda_f \cdot \rho_{12} \cdot \frac{l \cdot n_{rad}}{d} \cdot \frac{c^2}{2} \quad (154)$$

Pro její použití je třeba dopočítat součinitele tření λ_f . Pro turbulentní proudění je vhodné použít Churchillův vztah [45].

$$\lambda_f = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re_{ch}} \right)^{12} + \left(\frac{1}{a + b} \right)^{1,5} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (155)$$

Kde koeficienty a a b jsou spočteny:

$$a = \left[-2,457 \cdot \ln \left(\left(\frac{7}{Re_{ch}} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \frac{\varepsilon_f}{d_i} \right) \right]^{16} \quad (156)$$

Respektive:

$$b = \left(\frac{37530}{Re_{ch}} \right)^{16} \quad (157)$$

V rovnici pro výpočet koeficientu a je zahrnuta absolutní drsnost potrubí ε_f . Aby byla výpočtová hodnota aktuální i během dlouhodobého užívání, byla zvolena hodnota pro mírně zkorodovanou bežešvou ocelovou trubku [44].

$$\varepsilon_f = 0,3 \text{ [mm]} \quad (158)$$

Návrh chladícího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Pro výpočet tlakové ztráty způsobené vlivem změny směru v potrubí byla zvolena metoda 3-K, kde K jsou následující koeficienty pro navařené koleno o úhlu 180° [47].

$$K_1 = 1000 [-] \quad (159)$$

$$K_i = 0,1 [-] \quad (160)$$

$$K_d = 4 [-] \quad (161)$$

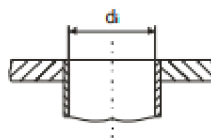
Samotný koeficient používaný ve výpočtu tlakové ztráty je potom dopočten po určení výše zmíněných.

$$K = \frac{K_1}{Re_{ch}} + K_i \cdot \left(1 + K_d \cdot \left(\frac{25,4}{d} \right)^{0,3} \right) \quad (162)$$

Výpočet tlakové ztráty v kolenech:

$$\Delta p_k = K \cdot (n_{rad} - 1) \cdot \rho_{12} \cdot \frac{c^2}{2} \quad (163)$$

Ve výpočtu tlakové ztráty na vstupu a výstupu z potrubí chladiče je použit součinitel místního odporu pro přechod z distributoru do trubek a z trubek do kolektoru. Tento součinitel se odvíjí od geometrie vstupu, respektive výstupu, která je znázorněna na obrázku 3.9.



Obrázek 3.9 Geometrie přechodu z trubek do kolektoru

Součinitel místního odporu pro zvolenou geometrii je stejný pro vstup i výstup z potrubí. [47]

$$\xi = 0,5 [-] \quad (164)$$

Vzorec pro výpočet tlakových ztrát způsobených místními odpory je vynásoben dvěma, aby byl zahrnut vstup i výstup.

$$\Delta p_\xi = 2 \cdot \xi \cdot \rho_{12} \cdot \frac{c^2}{2} \quad (165)$$

Výsledná tlaková ztráta na straně chladiwa je součtem dílčích ztrát, který je přepočten na jednotky používané v tepelném výpočtu.

$$\Delta p_{ch} = \frac{\Delta p_{DW} + \Delta p_k + \Delta p_\xi}{100\,000} \quad (166)$$

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Tabulka 22 Tlaková ztráta na straně chladicího média

Veličina	Značka	Jednotka	Voda	Voda-propylen glykol
Koeficient a	a	-	$2,08 \cdot 10^{18}$	$1,14 \cdot 10^{18}$
Koeficient b	b	-	0,000669	9 774 056
Součinitel tření	λ_f	-	0,0410	0,0443
Tlaková ztráta rovných trubek	Δp_{DW}	Pa	7,8	7,9
Koeficient K	K	-	0,5	0,6
Tlakové ztráty v kolenech	Δp_K	Pa	70 010	82 857,7
Tlakové ztráty místních odporů	Δp_ξ	Pa	1 116,3	1 153,5
Celková tlaková ztráta na straně chladiva	Δp_{ch}	bar	0,7	0,8

Tlaková ztráta při průchodu vzduchu chladicím byla spočtena Hewittovou metodou [48].

Koeficient K_a :

$$K_a = 1 + \left(\frac{s_1 - D_p - \frac{2 \cdot h_z \cdot s_z}{s_z + t_z}}{s_1} \right)^2 \quad (167)$$

Koeficient K_f :

$$K_f = 4,567 \cdot Re_\psi^{-0,242} \cdot \left(\frac{A_{tž}}{\pi \cdot D_p \cdot l} \right)^{0,51} \cdot \left(\frac{s_1}{D_p} \right)^{-0,376} \cdot \left(\frac{s_2}{D_p} \right)^{-0,546} \quad (168)$$

Tlaková ztráta na straně vzduchu:

$$\Delta p_a = (K_a + K_f \cdot n_{rad}) \cdot \frac{c_a^2}{2} \cdot \rho \quad (169)$$

Tabulka 23 Tlaková ztráta na straně vzduchu

Veličina	Značka	Jednotka	Voda	Voda-propylen glykol
Koeficient K_a	K_a	-	1,64	1,64
Koeficient K_f	K_f	-	0,65	0,65
Tlaková ztráta na straně vzduchu	Δp_a	Pa	290	300

Volba ventilátoru byla provedena na základě objemového průtoku vzduchu jedním chladicím vypočteným v tabulce 15. Jedná se o ventilátor CFF o průměru 5000 mm. Poháněn je elektromotorem a je umístěn pod výměníkem. Vzhledem k malému rozdílu mezi průtokem vzduchu pro obě varianty chladicí kapaliny byl použit stejný model pro obě varianty chladicího média. Jeho příkon byl vzhledem k tlakové ztrátě na straně vzduchu po odborné konzultaci s firmou Lentus agilis [49], která je zároveň dodavatelem zařízení, odhadnut na 90kW.

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Výkon ventilátorů pro všechny chladiče (pro obě chladiva):

$$P_{VSCHeI} = 10 \cdot 90 = 900[kW] \quad (170)$$



Obrázek 3.10 Ventilátory řady CFF [48]

Vzhledem k podobným vlastnostem chladicího média jako v mokré věži bylo také zvoleno čerpadlo typu CVE od firmy Sigma Pumpy Hranice. Ke každému z 10 chladičů je přiřazeno jedno čerpadlo. [43]

Potřebný výkon čerpadla je dopočítán známým vzorcem. Výrobce bohužel neuvádí jeho účinnost, takže výpočet příkonu není možný.

$$P_{\check{c}SCHeI} = 10 \cdot \dot{m}_{ch} \cdot (h_1 - h_3) \quad (171)$$

S těmito hodnotami je možné dopočítat vnitřní elektrickou spotřebu nutnou k provozu suchého chladiče.

$$P_{SCHeI} = P_{\check{c}SCHeI} + P_{VSCHeI} \quad (172)$$

Tabulka 24 Vnitřní spotřeba okruhu se suchým chladičem

Veličina	Značka	Jednotka	Voda	Voda-propylen glykol
Potřebný výkon čerpadla	$P_{\check{c}SCH}$	kW	75	78
Celková vnitřní spotřeba	P_{SCH}	kW	975	978

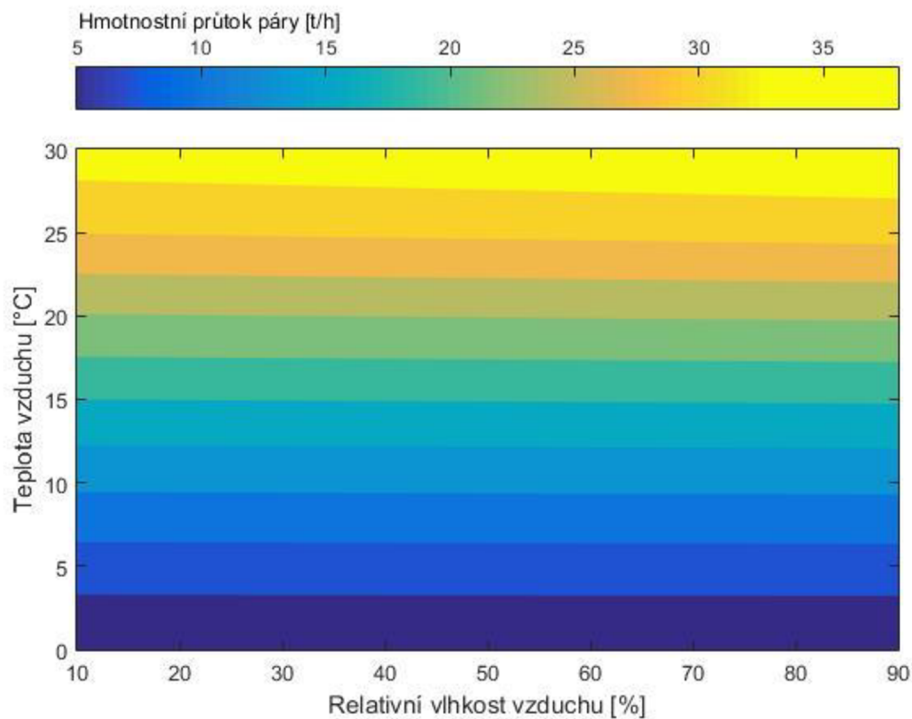
3.3.3 Provozní mapa

Provozní mapa je zhotovena stejným způsobem a pro stejné vstupní i výstupní veličiny jako pro mokrou věž.

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Tabulka 25 Množství kondenzované páry [t/h] v závislosti na teplotě a vlhkosti okolního vzduchu použití vody

Relativní vlhkost vzduchu [%]	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Teplota okolního vzduchu [°C]									
0	4,34	4,34	4,35	4,35	4,35	4,36	4,36	4,36	4,37
5	8,67	8,68	8,69	8,70	8,71	8,72	8,72	8,73	8,74
10	13,43	13,45	13,46	13,48	13,50	13,52	13,53	13,55	13,57
15	18,61	18,64	18,67	18,70	18,73	18,77	18,80	18,83	18,87
20	24,17	24,23	24,29	24,34	24,40	24,46	24,52	24,58	24,63
25	30,10	30,19	30,29	30,38	30,48	30,58	30,68	30,78	30,88
30	34,52	34,66	34,81	34,96	35,11	35,26	35,41	35,57	35,72

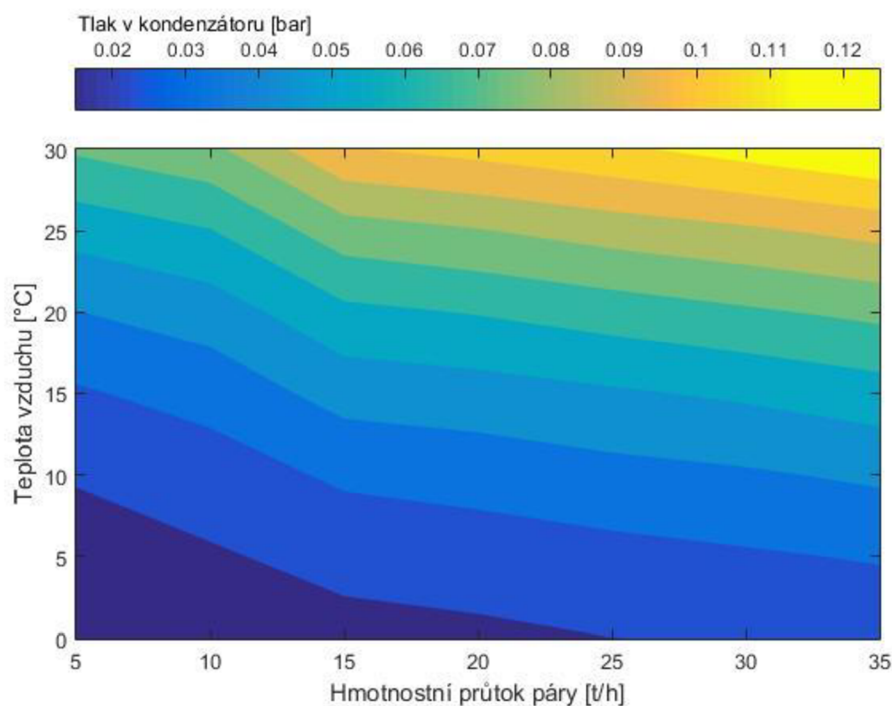


Obrázek 3.11 Množství kondenzované páry [t/h] v závislosti na teplotě a vlhkosti okolního vzduchu při použití vody

Návrh chladícího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Tabulka 26 Tlak v kondenzátoru [bar] v závislosti na teplotě vzduchu a hm. průtoku kondenzátorem při použití vody a při RH=50 %

Hmotnostní průtok páry kondenzátorem [%]	5	10	15	20	25	30	35
Teplota vzduchu [°C]							
0	0,013	0,018	0,020	0,021	0,023	0,024	0,026
5	0,018	0,022	0,026	0,028	0,030	0,032	0,034
10	0,024	0,028	0,035	0,037	0,040	0,042	0,045
15	0,032	0,037	0,047	0,049	0,052	0,055	0,059
20	0,043	0,048	0,061	0,064	0,068	0,072	0,076
25	0,057	0,063	0,079	0,083	0,088	0,092	0,097
30	0,075	0,081	0,103	0,107	0,112	0,118	0,124

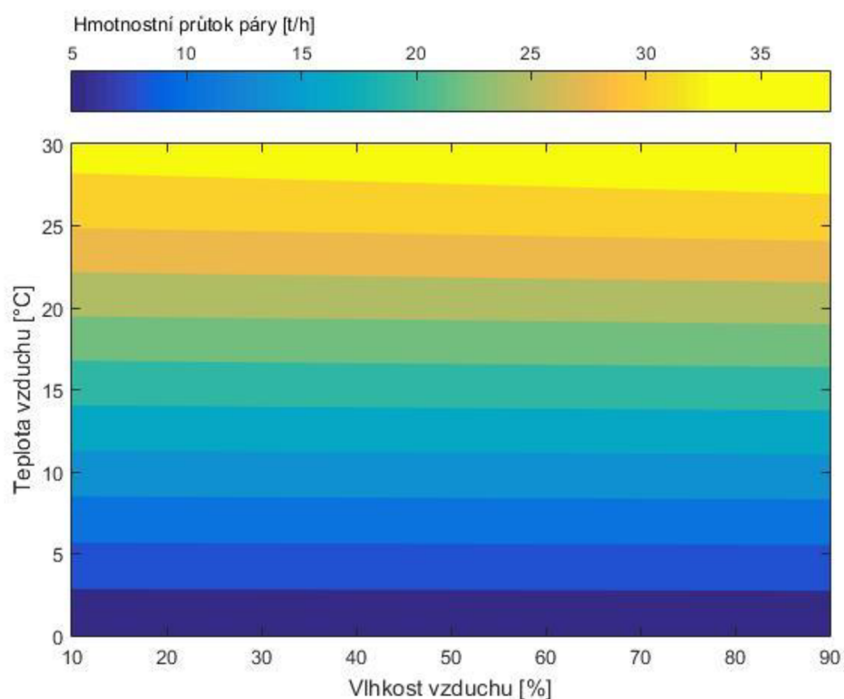


Obrázek 3.12 Tlak v kondenzátoru [bar] v závislosti na teplotě vzduchu a hm. průtoku kondenzátorem při použití vody

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Tabulka 27 Množství kondenzované páry [t/h] v závislosti na teplotě a vlhkosti okolního vzduchu při použití 50% směsi vody s propylen glykolem

Relativní vlhkost vzduchu [%]	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Teplota okolního vzduchu [°C]									
0	5,17	5,18	5,19	5,20	5,20	5,21	5,22	5,23	5,24
5	10,09	10,11	10,12	10,14	10,15	10,17	10,18	10,20	10,21
10	15,06	15,08	15,11	15,13	15,16	15,18	15,21	15,23	15,26
15	20,11	20,15	20,20	20,24	20,28	20,32	20,37	20,41	20,45
20	25,26	25,33	25,40	25,46	25,53	25,60	25,67	25,74	25,81
25	30,46	30,57	30,67	30,78	30,89	31,00	31,11	31,22	31,34
30	34,59	34,75	34,91	35,07	35,23	35,40	35,57	35,74	35,91

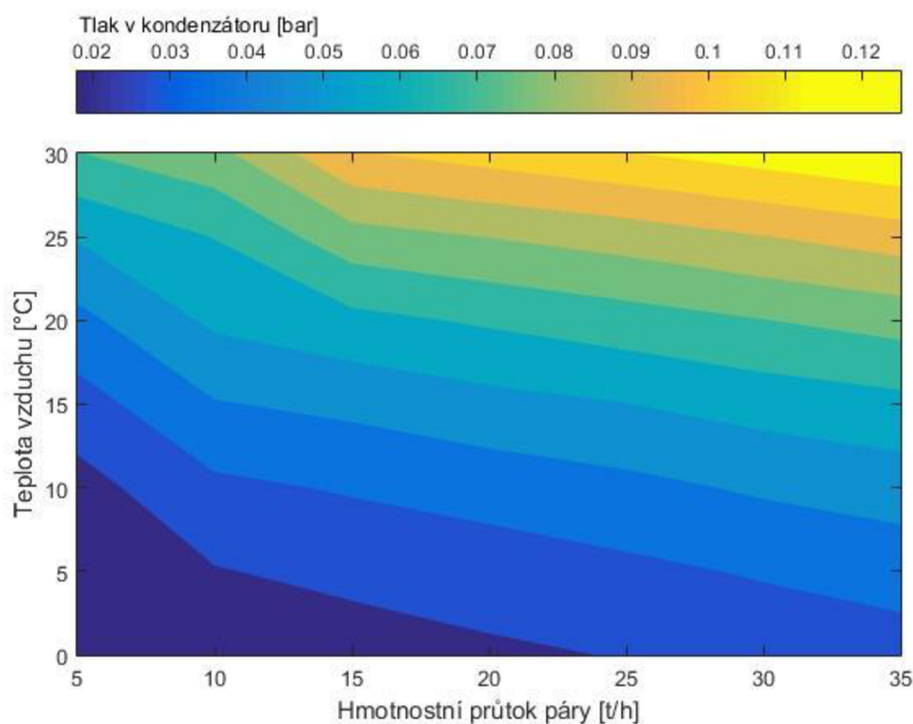


Obrázek 3.13 Množství kondenzované páry [t/h] v závislosti na teplotě a vlhkosti okolního vzduchu při použití 50% směsi vody s propylen glykolem

Návrh chladícího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Tabulka 28 Tlak v kondenzátoru [bar] v závislosti na teplotě vzduchu a hm. průtoku kondenzátorem při použití 50% směsi vody s propylen glykolem a při RH=50 %

Hmotnostní průtok páry kondenzátorem [%]	5	10	15	20	25	30	35
Teplota vzduchu [°C]							
0	0,018	0,021	0,023	0,026	0,028	0,031	0,033
5	0,018	0,027	0,03	0,032	0,035	0,038	0,041
10	0,024	0,035	0,038	0,041	0,044	0,048	0,051
15	0,033	0,046	0,049	0,053	0,056	0,06	0,063
20	0,044	0,058	0,063	0,067	0,071	0,075	0,079
25	0,057	0,066	0,081	0,085	0,089	0,094	0,099
30	0,075	0,082	0,103	0,108	0,113	0,118	0,123



Obrázek 3.14 Tlak v kondenzátoru [bar] v závislosti na teplotě vzduchu a hm. průtoku kondenzátorem při použití 50% směsi vody s propylen glykolem

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo navrhnout chladicí okruh pro odvod tepla z kondenzátoru. Zdrojem tepla byla kondenzující pára o hmotnostním průtoku 35 t/h.

V první kapitole teoretické části je stručně popsán Rankin-Clausiusův cyklus, děje v něm a význam chladicího okruhu pro tento cyklus. Dále jsou popsány konstrukční provedení kondenzátorů a popsány jejich vlastnosti. Ve druhé kapitole jsou nejdříve popsány a znázorněny nejčastěji využívané varianty chladicího okruhu včetně možností jejich využití vzhledem ke specifickým podmínkám jejich geografického umístění a jejich výhod a nevýhod vzhledem k údržbě, provozním a stavebním nákladům a účinnosti Rankinova cyklu. Z možných variant chladicího okruhu byly pro praktickou část vybrány mokrá chladicí věž s přirozeným tahem a suchá chladicí věž s nuceným tahem, na jejichž konstrukční prvky a provozní stavy se podrobněji zaměřuje kapitola 2.2. Chladicí média používaná ve vybraných variantách jsou potom podrobněji popsána, v případě vody i s její úpravou a problémy vznikajícími při používání nekvalitní a znečištěné vody. Na konci kapitoly 2 je provedeno srovnání vlastností důležitých pro přenos tepla a výpočet tlakové ztráty pro obě média zvolená pro praktickou část.

Praktická část diplomové práce se zabývá návrhem chladicího okruhu. U obou variant se nejdříve zaměřuje na výpočet hmotnostního průtoku nutného k odvedení požadovaného tepla z kondenzátoru. U mokré věže bylo následně spočítáno množství odparu, které je nutné pro ochlazení vody na požadovanou výstupní teplotu a průtok vzduchu, který zaručuje, aby výstupní vlhkost nepřesahovala 100 % a nedocházelo k mlžení. Poté byly dopočítány rozměry věže pomocí její charakteristiky, její výkon a účinnost. U suchého chladiče byl výpočet proveden pro dvě chladicí média, vodu a 50% směs vody s propylen glykolem. Bylo zvoleno křížoproudé konstrukční provedení a rozdělení chlazení na 10 stejných zařízení. Nejdříve byl spočten počet trubek v jedné řadě a poté počet řad, aby byl zajištěn přenos požadovaného tepla. Hlavní rozměry a průtokové hodnoty jsou porovnány v tabulkách 27 a 28.

Tabulka 29 Srovnání významných veličin suchého chladiče pro 2 varianty pracovního média

<i>Veličina</i>	<i>Značka</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Voda</i>	<i>Voda-propylen glykol</i>
<i>Hmotnostní průtok chladiva</i>	\dot{m}_{ch}	<i>kg/s</i>	48,88	56,62
<i>Objemový průtok chladiva</i>	\dot{V}	<i>m³/s</i>	0,049	0,055
<i>Počet trubek</i>	n_{tr}	-	62	69
<i>Šířka kanálu</i>	\check{s}	<i>m</i>	6,2	7
<i>Délka kanálu</i>	l	<i>m</i>	35,8	31,8
<i>Skutečný průřez kanálu</i>	S_{kan}	<i>m²</i>	138,7	140,3
<i>Počet řad trubek</i>	$n_{řad}$	-	123	130
<i>Výška chladiče</i>	v	<i>m</i>	8,6	8,9
<i>Celkový objem chladiče</i>	V_{celek}	<i>m³</i>	1 911,1	1 978,9
<i>Výkon suchého chladiče</i>	$P_{schskut}$	<i>kW</i>	2 049	2 047
<i>Vnitřní el. spotřeba suchého chladiče</i>	P_{SCHel}	<i>kW</i>	97,5	97,8

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Suchý chladič využívající jako pracovní médium směs vody a propylen glykolu má větší průtokové i geometrické hodnoty, ale mimo celkového objemu ne příliš výrazně. Podobnost je vidět i v grafech a tabulkách v kapitole 3.3.3, takže by ani v přechodových stavech a při najíždění turbíny neměl být při zkoumaných teplotách výrazný rozdíl. Stejně tak je i vlastní elektrická spotřeba chladiče téměř shodná, což je dáno především spotřebou ventilátorů, která výrazně převyšuje spotřebu čerpadel. Zásadní rozdíl nastává až při teplotách nižších než 0 °C kdy voda zamrzá, zatímco směs vody a propylen glykolu je stále v kapalném stavu. V případě využití vody, jako teponosného média, je nutné navrhnout vhodné konstrukční úpravy, aby nedocházelo k zamrznutí vody v potrubních trasách a výměníku, což navyšuje pořizovací cenu chladiče. Tyto investiční náklady mohou být v dlouhodobém provozu nakonec výhodné. Zatímco cena pitné vody pro domácnosti v Brně v roce 2018 je 76 Kč/m³ včetně stočného, cena propylen glykolu se pohybuje na úrovni cca 100 000 Kč/m³, v případě 50% směsi s vodou tedy 50 000 + 38 Kč/m³. Pro správný výběr chladiče je tedy důležité zhodnotit, jak často a v jakém množství bude probíhat jeho výměna, jaké jsou náklady na konstrukční úpravy v případě vodního chlazení a zjistit, která varianta je ekonomicky výhodnější.

Tabulka 30 Důležité průtokové a rozměrové veličiny mokré věže

Veličina	Značka	Jednotka	Hodnota
Hmotnostní průtok vody	\dot{m}_{ch}	kg/s	488,76
Doplňování vody	\dot{m}_d	kg/s	9,64
Výška výplně	Z	m	2,2
Základna	B	m ²	111,1
Průměr věže	D_b	m	11,9
Výška věže	H	m	51,9
Výkon věže	P_{MV}	kW	20 082,6
Vnitřní el. spotřeba	$P_{\dot{C}MVel}$	kW	107,37

Tabulka 31 Srovnání celkové obestavěné plochy chladičů

Veličina	Značka	Jednotka	Hodnota
Celková obestavěná plocha suchých chladičů (voda)	S_{voda}	m ²	1387
Celková obestavěná plocha suchých chladičů (směs voda – propylen glykol)	$S_{50\%}$	m ²	1430
Celková obestavěná plocha mokré věže	B	m ²	111,1

V tabulce 31 je porovnána celková zastavěná plocha pro chladiče navržené v diplomové práci. Jak je vidět, mokrá věž zabírá řádově menší plochu než suché chladiče. V případě omezeného prostoru pro výstavbu chladiče je tedy výhodnější využít chlazení mokré. Jak je uvedeno v tabulce 28, do okruhu využívajícího k chlazení mokrou věž je nutné doplňovat kontinuálně vodu na rozdíl od chladiče suchého, kde to nutné není. V případě omezeného přístupu k vodnímu zdroji je tedy výhodné využít suché chlazení.

Tabulka 32 Srovnání vnitřní spotřeby variant chladicích okruhů řešených v DP

Veličina	Značka	Jednotka	Hodnota
Vnitřní el. spotřeba	$P_{\dot{C}MVel}$	kW	107

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

<i>Celková vnitřní el. spotřeba suchých chladičů (voda)</i>	P_{SCHel}	<i>kW</i>	975
<i>Celková vnitřní el. spotřeba suchých chladičů (směs voda – propylen glykol)</i>	P_{SCHel}	<i>kW</i>	978

Na základě hydraulického výpočtu a objemových průtoků chladiv bylo zvoleno čerpadlo pro zaručení oběhu a pokrytí tlakových ztrát v okruzích. U suché chladicí věže je také nutné zvolit ventilátor, aby byl zajištěn tah vzduchu. Jejich spotřeba je ovšem výrazně vyšší než spotřeba čerpadel, a proto je i celková vnitřní spotřeba při srovnatelném chladícím výkonu u suchého chlazení výrazně vyšší.

V kapitolách 3.2.2 a 3.3.3 je zpracována provozní mapa pro chladiče ve formě tabulky i graficky. U mokrého chlazení je výrazná závislost průtoku páry na vlhkosti vzduchu, která limituje jeho nasycení vodní parou, zatímco u suchého chlazení jde hlavně o závislost průtoku páry na teplotě. Pro tlak v kondenzátoru je u mokrého chlazení významnější teplota vzduchu než průtok chladicího média, zatímco u suchého chlazení je tomu naopak.

SEZNAM LITERATURY

1. **Inc., HOT POWER.** Organic Rankine cycle. *HOT POWER Inc. Heat to electricity*. [Online] 2014. [Citace: 10. Leden 2017.] <http://www.hotpower.ca/rankine.html>.
2. **Muller-Steinhagen, Hans a Gottfried, Michael.** RANKINE CYCLE . *Thermopedia*. [Online] 2. Únor 2011. [Citace: 10. Leden 2018.] <http://www.thermopedia.com/content/1072/>.
3. **ŠKORPÍK, Jiří.** Tepelné oběhy a jejich realizace. *Transformační technologie*. [Online] Jiří Škorpík, 10 2015. [Citace: 1. 11 2018.] <http://www.transformacni-technologie.cz/06.html>.
4. —. Parní turbína v technologickém celku. *Transformační technologie*. [Online] Duben 2011. [Citace: 16. Leden 2018.] <http://www.transformacni-technologie.cz/25.html>. ISSN 1804-8293.
5. **SAXENA, Ankit.** Steam condenser and it's types. *Slide share*. [Online] 3. Srpen 2016. [Citace: 11. Leden 2018.] <https://www.slideshare.net/saxenaankit2010/condenser-and-its-types>.
6. **JÍCHA, Miroslav.** *Přenos tepla a látky*. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2001. ISBN 80 - 214 - 2029 - 4.
7. **MIFEK, R.** *Výpočty kondenzátorů páry*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, 2013.
8. **JANÍČEK, M.** *Povrchový kondenzátor*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, 2014.
9. **HAVLÍČKOVÁ, Veronika.** *Návrh obecného trubkového svazku axiálního*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2014.
10. **MOLEK, Tomáš.** *oenergetice.cz. Chladicí soustavy tepelných elektráren*. [Online] 6. září 2015. [Citace: 17. Leden 2018.] <http://oenergetice.cz/elektrarny-cr/chladici-soustavy-tepelnych-elektraren/>.
11. **Anon.** Water & Process Technologies. *Chapter 30 - Once-Through Cooling*. [Online] [Citace: 17. Leden 2018.] https://www.suezwatertechnologies.com/handbook/cooling_water_systems/ch_30_through.jsp.
12. **BOCHNÍČEK, O.** *Vzduchem chlazený kondenzátor*. Brno : Vysoké učení technické, 2017.
13. **Anon.** Ask The HvacMan. *Cooling Tower Water Quality*. [Online] [Citace: 17. Leden 2018.] http://www.iklimnet.com/expert_hvac/cooling_tower_water.html.
14. **CHOU, Min Shen.** *A comparison of wet type and dry type cooling towers by energy availability methods*. Atlanta : Georgia institute of technology, 1973.
15. **KROGER, Detlev G.** *Air-cooled Heat Exchangers and Cooling Towers*. Tulsa : PennWell corporation, 2004. ISBN 0-87814-896-5.
16. **Anon.** Hybridní chladicí věže. *FANS Complete solution*. [Online] [Citace: 9. Leden 2018.] <http://www.fansct.com/cz/hybridni-chladici-veze/>.
17. **PUTMAN, Richard E a JARESCH, Dirk.** Conco. *THE IMPACT OF AIR COOLED CONDENSERS ON PLANT DESIGN*. [Online] [Citace: 18. Leden 2018.] <http://m.concosystems.com/sites/default/files/userfiles/files/techical-papers/impact-air-cooled-condensers-plant-design-and-operations.pdf>.
18. **BUCHAN, Vladimír.** Chladicí věže s přirozeným tahem. *www.fansct.com*. [Online] [Citace: 17. Leden 2018.] <http://www.fansct.com/cz/chladici-veze-s-prirozenym-tahem/>.

Návrh chladícího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

19. **Vítkovic, Pavol.** Water distribution characteristics of spray nozzles in a cooling tower. *epj-conferences*. [Online] 21. září 2015. [Citace: 22. Únor 2018.] https://www.epj-conferences.org/articles/epjconf/pdf/2015/11/epjconf_efm2014_02109.pdf.
20. Cooling Towers. *Baltimore Aircoil Company*. [Online] [Citace: 22. únor 2018.] <http://www.baltimoreaircoil.com/english/products/cooling-towers>.
21. File:Floor of cooling tower, Iru Power Plant, 2.jpg. *wikimedia*. [Online] 2. Červenec 2009. [Citace: 2. Únor 2018.] https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Floor_of_cooling_tower,_Iru_Power_Plant,_2.jpg.
22. Purposes and Types of Fill. *Proof in performance*. [Online] SPX COOLING TECHNOLOGIES, INC., Září 2016. [Citace: 22. Únor 2018.] <http://proofinperformance.com/wp-content/uploads/2017/04/CTII-02A.pdf>.
23. **Hensley, John C.** *Cooling tower fundamentals*. Overland Park : SPX Cooling Technologies Inc., 2009.
24. Air Coolers. *enggcyclopedia*. [Online] květen 2012. [Citace: 19. březen 2018.] <http://www.enggcyclopedia.com/2012/05/air-coolers/>.
25. **Salter, Richard G.** *rand.org*. [Online] Leden 1973. [Citace: 26. Únor 2018.] <https://www.rand.org/content/dam/rand/pubs/reports/2009/R1086.pdf>.
26. **HOUSÍREK, Jiří.** *VÝPOČTOVÉ POSTUPY PŘÍČNĚ OBTEKANÉHO SVAZKU TRUBEK*. Brno : VUT Brno, 2012.
27. Žebrované trubky. *Bimetalické trubky*. [Online] Žebrované trubky Žaba s.r.o. [Citace: 21. Březen 2018.] <http://www.zebrovanetrubky.cz/index.php?nid=10865&lid=cs&oid=2586797>.
28. FEDERAL ENERGY MANAGEMENT PROGRAM. *Cooling Towers: Understanding Key Components of Cooling Towers and How to Improve Water Efficiency*. [Online] Únor 2011. [Citace: 14. Únor 2018.] https://www1.eere.energy.gov/femp/pdfs/waterfs_coolingtowers.pdf.
29. Water Quality Guidelines. *baltimoreaircoil*. [Online] [Citace: 14. Únor 2018.] <http://www.baltimoreaircoil.com/english/resource-library/file/579>.
30. Chapter 24 Corrosion Control-Cooling System. *GE Water and Power*. [Online] GE, 2012. [Citace: 14. Únor 2018.] https://www.suezwatertechnologies.com/handbook/cooling_water_systems/ch_24_corrosion.jsp.
31. GE Power and Water. *Chapter 25 - Deposit and Scale Cooling-control System*. [Online] GE, 2012. [Citace: 14. Únor 2018.] https://www.suezwatertechnologies.com/handbook/cooling_water_systems/ch_25_deposit.jsp.
32. Chapter 26 - Microbiological Control-cooling system. *GE Power and Water*. [Online] GE, 2012. [Citace: 15. Únor 2018.] https://www.suezwatertechnologies.com/handbook/cooling_water_systems/ch_26_microbiological.jsp.
33. Biofouling. *Pronomar*. [Online] Pronomar. [Citace: 15. Únor 2018.] <https://pronomar.com/nl/merus/applicaties/biofouling/>.
34. Buecker, Brad. Cooling Tower Heat Transfer 101. *POWER ENGINEERING*. [Online] 1. červenec 2010. [Citace: 21. Únor 2018.] <http://www.power-eng.com/articles/print/volume-114/issue-7/Features/cooling-tower-heat-transfer-101.html>.
35. **ASHRAE.** *2012 ASHRAE Heating, Ventilating, and Air-Conditioning SYSTEMS AND EQUIPMENT SI Edition*. Atlanta : ASHRAE, 2012. ISBN 978-1-936504-26-8.

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

36. **MIKŠÍK, František.** *NEMRZNOUCÍ TEPLONOSNÉ KAPALINY PRO SOLÁRNÍ SYSTÉMY.* Brno : VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ, FCH, 2010.
37. Fousek, Pavel. *SLEDOVÁNÍ STÁRNUTÍ NEMRZNOUCÍ TEPLONOSNÉ KAPALINY NOVÉ GENERACE.* Brno : VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ, FCH, 2016.
38. **Bell, Ian H. and Wronski, Jorrit and Quoilin, Sylvain and Lemort, Vincent.** Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. *Industrial & Engineering Chemistry Research.* 53, 2014, Sv. 6, doi.10.1021/ie4033999.
39. **Holmgren, Magnus.** X Steam - Properties for water and steam. (Steamtables). *Excel Engineering.* [Online] 2006. [Citace: 21. Duben 2016.] <http://xsteam.sourceforge.net/>.
40. **Leeper, Stephen A.** osti.gov. *WET COOLING TOWER: RULE OF THUMB DESIGN AND SIMULATION.* [Online] Červen 1981. [Citace: 26. Únor 2018.] <https://www.osti.gov/servlets/purl/5281927>.
41. **ŠAPOŠNIKOV, Vsevolod.** *Atmosferické chladiče a chladicí věže.* Praha : Nakladatelství technické literatury, 1977.
42. **STEPHAN, Peter,** a další. *VDI Heat Atlas.* Dusseldorf : Springer-Verlag, 2010. e-ISBN 978-3-540-77877-6.
43. sigma pumpy Hranice. *CVE.* [Online] [Citace: 17. Květen 2018.] <http://www.sigmapumpy.com/cerpadlo-cve-id492.html>.
44. Crimped Type Finned Tubes Air cooled heat exchanger. *Alibaba.com.* [Online] Wuxi Kaisheng Electricity Petrochemical Equipment Co., Ltd. [Citace: 9. Duben 2018.] https://www.alibaba.com/product-detail/Crimped-Type-Finned-Tubes-Air-cooled_60261583340.html.
45. **ANNARATONE, D.** *Engineering Heat Transfer.* místo neznámé : Springer, 2010. ISBN 978-3-642-03932-4.
46. Absolutní drsnost potrubí pro různé materiály. *E-tabulky.* [Online] VŠCHT. [Citace: 15. Květen 2018.] <http://uchi.vscht.cz/uploads/etabulky/drsnost.html>.
47. **DARBY, R.** *Chemical Engineering Fluid Mechanics.* místo neznámé : Marcel Dekker, 2001. ISBN 978-0-824-70444-5.
48. **HEWITT, G.F.** *Process Heat Transfer.* New York : Fairmon Press, 1992. ISBN 0-88173-122-6.
49. **CFF.** *Lentus agilis.* [Online] [Citace: 17. Květen 2018.] <http://www.lentus.cz/ventilatory/index.php?kompletni-ventilatorove-jednotky?cff>.
50. Shun-An Zhao, Ming-Ren Wang, Lu-Jun Li, Cheng-Qi Du. EFFECT OF CROSS WIND ON PERFORMANCES OF NATURAL DRAFT. *Heat Transfer Engineering.* 2016, 38.

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1.1 Schéma Rankine-Clausiova cyklu s T-s diagramem	- 17 -
Obrázek 1.2 t-S graf kondenzátoru s vyznačenými důležitými teplotami	- 19 -
Obrázek 1.3 Kondenzátor s rozstříkem chladicí vody	- 20 -
Obrázek 1.4 Blánová kondenzace (vlastní obrázek dle [6])	- 20 -
Obrázek 1.5 Kondenzátor s horizontálním trubkovým svazkem [7]	- 21 -
Obrázek 1.6 Kondenzátor s vertikálním trubkovým svazkem [7]	- 21 -
Obrázek 1.7 Příklady rozvržení tahů, vlastní obrázek podle [9].....	- 22 -
Obrázek 2.1 Schéma elektrárny s průtočným chlazením [10]	- 23 -
Obrázek 2.2 Mokrý chladicí věž s nuceným tahem a schématem zapojení okruhu [13] - 24 -	-
Obrázek 2.3 Suchá chladicí věž (Heller) [15].....	- 24 -
Obrázek 2.4 Hybridní chladicí věž rozdělená na suchou a mokrou část [16].....	- 25 -
Obrázek 2.5 Vzduchem chlazený kondenzátor [17]	- 26 -
Obrázek 2.6 Schéma mokré chladicí věže [18]	- 26 -
Obrázek 2.7 Rozstřík vody v experimentálním prostředí [19]	- 27 -
Obrázek 2.8 Sprchový systém a výplň chladicí věže, elektrárna Iru, Estonsko [21]....	- 27 -
Obrázek 2.9 Rozstříkovací výplň věže [22].....	- 28 -
Obrázek 2.10 Schéma fungování filmové výplně věže [22].....	- 28 -
Obrázek 2.11 Eliminátor úletu [15]	- 29 -
Obrázek 2.12 Vzduchový chladič s nucenou konvekcí [24].....	- 29 -
Obrázek 2.13 Schéma vzduchového chladiče s nucenou konvekcí [24]	- 29 -
Obrázek 2.14 Vzduchový chladič x-t diagram, vlastní obrázek podle [25].....	- 30 -
Obrázek 2.15 žebrovaná trubka [27].....	- 30 -
Obrázek 2.16 Uspořádání trubek ve výměníku [26]	- 31 -
Obrázek 2.17 Vznik koroze [30].....	- 32 -
Obrázek 2.18 Usazeniny ve výplni věže [31]	- 32 -
Obrázek 2.19 Biologicky znečištěná trubka [33].....	- 33 -
Obrázek 2.20 Struktura etan-1,2-diolu (jiný název pro etylenglykol) [36]	- 34 -
Obrázek 2.21 Křivka tuhnutí Etylenglykolu [37]	- 35 -
Obrázek 2.22 Propan-1,2-diol (jiný název pro propylenglykol).....	- 35 -
Obrázek 2.23 Srovnání měrné tepelné kapacity chladících médií	- 36 -
Obrázek 2.24 Srovnání měrné tepelné kapacity chladících médií	- 36 -
Obrázek 2.25 Srovnání tepelné vodivosti chladících médií.....	- 37 -
Obrázek 2.26 Srovnání Prandtlova čísla chladících médií	- 37 -
Obrázek 3.1 Nákres navržené mokré věže.....	- 44 -
Obrázek 3.2 Čerpadlo CVE	- 45 -
Obrázek 3.3 Provozní mapa mokré věže	- 46 -
Obrázek 3.4 Schéma zapojení chladicího okruhu.....	- 50 -
Obrázek 3.5 Řez a popis žebrované trubky	- 51 -
Obrázek 3.6 Okótované uspořádání trubek.....	- 52 -
Obrázek 3.7 Průřez průtočného kanálu.....	- 55 -
Obrázek 3.8 Geometrie přechodu z trubek do kolektoru.....	- 61 -
Obrázek 3.9 Ventilátory řady CFF [48].....	- 63 -
Obrázek 3.10 Množství kondenzované páry [t/h] v závislosti na teplotě a vlhkosti okolního vzduchu při použití vody	- 64 -

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

Obrázek 3.11 Tlak v kondenzátoru [bar] v závislosti na teplotě vzduchu a hm. průtoku kondenzátorem při použití vody - 65 -
Obrázek 3.12 Množství kondenzované páry [t/h] v závislosti na teplotě a vlhkosti okolního vzduchu při použití 50% směsi vody s propylen glykolem - 66 -
Obrázek 3.13 Tlak v kondenzátoru [bar] v závislosti na teplotě vzduchu a hm. průtoku kondenzátorem při použití 50% směsi vody s propylen glykolem - 67 -

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

<i>Symbol</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Veličina</i>
A_{ti}	m^2	<i>Celková vnitřní plocha trubek</i>
$A_{tž}$	m^2	<i>Celková vnější plocha trubek</i>
$A_{ž}$	m^2	<i>Plocha žeber</i>
a	-	<i>Koeficient pro výpočet tlakové ztráty</i>
a_p	kW/kg	<i>Měrná práce čerpadel</i>
a^T	kJ/kg	<i>Měrná práce na turbíně</i>
B	m^2	<i>Základna výplně mokré věže</i>
b	-	<i>Koeficient pro výpočet tlakové ztráty</i>
C	-	<i>Počet cyklů</i>
c	m/s	<i>Rychlost chladiva</i>
c_a	m/s	<i>Skutečná rychlost vzduchu</i>
c_{ateor}	m/s	<i>Teoretická rychlost vzduchu</i>
c_p	kJ/kgK	<i>Měrná tepelná kapacita</i>
d	$m; mm$	<i>Vnitřní průměr trubky</i>
D	$m; mm$	<i>Průměr základny</i>
D_p	$m; mm$	<i>Vnější průměr trubky</i>
D_{ch}	$m; mm$	<i>Charakteristický rozměr</i>
$h_{ž}$	$m; mm$	<i>Výška žebra</i>
h_X	kJ/kg	<i>Entalpie v bodě X, kde X je označení bodu</i>
K_a	kg/m^3s	<i>Objemová konstanta přenosu vzduchu ve výplni</i>
K_l, K_i, K_d	-	<i>Koeficienty pro výpočet tlak. Ztráty v kolenech</i>
k	W/m^2K	<i>Součinitel prostupu tepla žebrovanou trubkou</i>
L	kg/m^2s	<i>Plošné zatížení výplně vodou</i>
l	m	<i>Délka kanálu</i>
m_a	$kg/s; t/h$	<i>Hmotnostní průtok vzduchu</i>
m_{ch}	$kg/s; t/h$	<i>Hmotnostní průtok paliva</i>
m_{dv}	kg/s	<i>Množství doplňující vody</i>
m_{odl}	kg/s	<i>Množství odluhu</i>
m_{odp}	kg/s	<i>Množství odparu</i>
m_p	$kg/s; t/h$	<i>Hmotnostní průtok páry</i>
n_{tr}	-	<i>Počet trubek</i>
$n_{řad}$	-	<i>Počet řad trubek</i>
P_K	kW	<i>Výkon kondenzátoru</i>
$P_{ČSCHel}$	kW	<i>Spotřeba čerpadel</i>
P_{SCHel}	kW	<i>Celková elektrická spotřeba suché věže</i>

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

P_{VSCHeI}	<i>kW</i>	<i>Spotřeba ventilátorů</i>
p_X	<i>Pa; bar</i>	<i>Tlak v bodě X, kde X je číslo označující bod</i>
Δp_a	<i>Pa</i>	<i>Tlaková ztráta na straně vzduchu</i>
Δp_{DW}	<i>Pa</i>	<i>Tlaková ztráta rovné trubky</i>
Δp_k	<i>Pa</i>	<i>Tlaková ztráta v kolenech</i>
Δp_ξ	<i>Pa</i>	<i>Tlakové ztráty způsobené místními odpory</i>
Δp_{ch}	<i>Pa</i>	<i>Tlaková ztráta na straně chladicího média</i>
pp'	<i>Pa</i>	<i>Parciální tlak vodní páry</i>
Pr_{ch}	-	<i>Prandtlovo číslo chladiva</i>
$\dot{Q}_{řada}$	<i>kW</i>	<i>Tepelný tok jednou řadou trubek</i>
\dot{Q}_{celek}	<i>kW</i>	<i>Celkový tepelný tok chladičem</i>
q_C	<i>kJ/kg</i>	<i>Měrné teplo odvedené kondenzátorem</i>
q_H	<i>kJ/kg</i>	<i>Měrné teplo přivedené do oběhu</i>
RH	<i>%</i>	<i>Relativní vlhkost vzduchu</i>
Re_{ch}	-	<i>Reynoldsovo číslo chladiva</i>
Re_ψ	-	<i>Reynoldsovo číslo s korekcí</i>
S	<i>m²</i>	<i>Vnitřní průřez trubky</i>
S_{teor}	<i>m²</i>	<i>Teoretický průřez kanálu</i>
S_{kan}	<i>m²</i>	<i>Skutečný průřez kanálu</i>
s_1	<i>m; mm</i>	<i>Rozteč žeber na šířku</i>
s_2	<i>m; mm</i>	<i>Rozteč žeber v řadách</i>
s_z	<i>m; mm</i>	<i>Rozteč žeber</i>
\check{s}	<i>m</i>	<i>Šířka kanálu</i>
t_a'	<i>°C</i>	<i>Teplota vlhkého teploměru</i>
t_X	<i>°C</i>	<i>Teplota v bodě X, kde X je číslo označující bod</i>
Δt	<i>°C</i>	<i>Ohřátí média</i>
t_{str}	<i>°C</i>	<i>Střední teplota</i>
Δt_k	<i>°C</i>	<i>Nedohřev v kondenzátoru</i>
ΔT_s	<i>°C</i>	<i>Střední logaritmický teplotní spád</i>
t_{tr}	<i>m; mm</i>	<i>Tloušťka trubky</i>
t_z	<i>m; mm</i>	<i>Tloušťka žebra</i>
V	<i>m³/s</i>	<i>Objemový průtok</i>
v	<i>m</i>	<i>Výška chladiče</i>
x^{in}	-	<i>Suchost páry na výstupu do kondenzátoru</i>
x'	-	<i>Suchost páry na výstupu do kondenzátoru</i>
Z	<i>m</i>	<i>Výška výplně</i>
w	<i>Kg/Kg_{sv}</i>	<i>Měrná vlhkost vlhkého vzduchu</i>
α_{ch}	<i>W/m²K</i>	<i>Součinitel přestupu tepla na straně chladiva</i>
α_{oz}	<i>W/m²K</i>	<i>Střední součinitel přestupu tepla teoretický na straně vzduchu</i>
ε_f	<i>mm</i>	<i>Absolutní drsnost trubky</i>
ζ	-	<i>Součinitel tření na vstupu do trubek</i>
η_{ave}	<i>Pa s</i>	<i>Průměrná dynamická viskozita</i>
η_z	<i>%</i>	<i>Účinnost žeber</i>

Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny

ρ_X	Kg/m^3	<i>Hustota v bodě X, kde X je číslo označující bod</i>
λ_f	-	<i>Součinitel tření</i>
λ_{ave}	W/mK	<i>Tepelná vodivost vzduchu</i>
λ_{ch}	kJ/mK	<i>Tepelná vodivost chladiva</i>
ψ	-	<i>Korekční faktor nejmenšího prostoru</i>
ψ_f	-	<i>Korekční součinitel pro účinnost žebra</i>

PŘÍLOHY

2018-DP-DS-01

2018-DP-DS-02