VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV
ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBÍNA - NÁVRH POTRUBNÍ TRASY KONDENZÁTU
STEAM TURBINE - PIPELINE DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — **Bc. Jakub Kotas**
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — **doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.**
SUPERVISOR

BRNO 2020

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	**Bc. Jakub Kotas**
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	**doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.**
Akademický rok:	2019/20

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:

Parní turbína – návrh potrubní trasy kondenzátu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro správnou funkci každé parní turbíny je nutno splnit řadu podmínek. Jednou z důležitých podmínek je i bezpečný odvod kondenzátu ze skříně parní turbíny za všech provozních stavů. K tomu slouží kondenzátní systém včetně kondenzátního potrubí, armatur a čerpadel. Návrhem, trasováním a dimenzováním kondenzátního potrubí se zabývá diplomová práce.

Cíle diplomové práce:

1. Bilanční schéma parní turbíny.
2. Teoretický popis kondenzátního systému včetně procesního diagramu.
3. Návrh potrubní trasy kondenzátu:

a. Sestavení standardního výpočtového dokumentu pro návrh kondenzátního potrubí parní turbíny s důrazem na výpočet tlakových ztrát.

b. Návrh reálné potrubní trasy na základě průtoku kondenzátu vypočteného v bilančním schématu a dalších zadaných hodnot, včetně zohlednění ekonomických nákladů při realizaci.

4. Návrh základních parametrů pro poptávku kondenzátních čerpadel

Seznam doporučené literatury:

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

ŠKORPÍK, J. Teorie lopatkových strojů. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019, 310 s. ISBN 978-80-214-5783-6.

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

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbiny 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 2019/20

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce pojednává o návrhu, trasování a dimenzování kondenzátního potrubí. V úvodu práce je proveden předběžný výpočet bilance tepelného schématu. Následuje popis systému hlavního kondenzátu doplněný o návrh potrubní trasy a výpočet tlakových ztrát na této potrubní trase. Stěžejní částí práce je výpočet tlakových ztrát, který byl proveden dvěma postupy. Při výpočtu tlakových ztrát prvním postupem byly hodnoty součinitelů místních ztrát pro potrubní prvky čerpány z literatury Idelchik a pro jednotlivé typy armatur byly použity hodnoty dodavatelů firmy Siemens Energy. Druhý postup spočívá ve výpočtu místních součinitelů ztrát pro potrubní prvky a jednotlivé typy armatur za použití vztahů uvedených v literatuře CRANE. Následně jsou tyto postupy určování místních součinitelů ztrát mezi sebou porovnány a vyhodnoceny. Práce je zakončena návrhem vhodného kondenzátního čerpadla pro tuto kondenzátní trasu na základě vypočtených hodnot v průběhu práce.

Klíčová slova

Tepelné schéma, potrubní trasa, parní kondenzátor, kondenzátní čerpadlo, kondenzát, tlaková ztráta, součinitel místní ztráty, třecí faktor

ABSTRACT

The master thesis deals with the design, tracing and dimensioning of condensate pipeline. In the beginning, a preliminary calculation of heat balance is done. It is followed by a description of the main condensate system supplemented by the computational design of pipeline and the calculation of pressure losses in this pipeline. The crucial part of the thesis is the calculation of pressure losses, which is done in two ways. The first approach to calculation of pressure losses in the pipeline is calculated using values of representative resistance coefficient for pipe elements using Idelchik literature and for individual types of valves using values from datasheets of Siemens Energy suppliers. In the second approach to calculation representative resistance coefficients for pipe elements and individual types of valves CRANE literature are used. Then both approaches of choosing representative resistance coefficients are compared and evaluated. Based on the calculated values, a suitable pump is selected at the end of the master thesis.

Key words

Heat balance schema, pipeline, steam condenser, condensate pump, condensate, pressure loss, representative resistance coefficient, friction factor

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOTAS, Jakub. Parní turbína návrh potrubní trasy kondenzátu [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-02-15]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124371. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jan Fiedler.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem *diplomovou* práci na téma **Parní turbína - návrh potrubní trasy kondenzátu** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....

Datum

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval svému vedoucímu doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr a odbornému konzultantovi Ing. Richardovi Boušemu ze společnosti Siemens Energy Industrial Turbomachinery, s.r.o., za cenné připomínky, rady a jejich čas při tvorbě této diplomové práce.

Největší poděkování patří mé rodině, přítelkyni a blízkým za podporu v průběhu celého studia.

OBSAH

ÚVOD 11
1 Rankine-Clausiův oběh 12
2 Tepelné schéma oběhu 13
2.1 Zadané hodnoty 14
2.2 Postup výpočtu 14
2.2.1 Vstup páry do turbíny 14
2.2.2 Kondenzátor 17
2.2.3 Kondenzátní čerpadlo 18
2.2.4 Kondenzátor ucpávkové páry a paroproudá vývěva 21
2.2.5 Napájecí čerpadlo 24
2.2.6 Odběr pro odplynění a napájecí nádrž 27
2.2.7 Odběr pro NTO 29
2.2.8 Výstup páry z turbíny 33
2.3 Hmotnostní bilance oběhu 35
2.3.1 První odběr 35
2.3.2 Druhý odběr 36
2.3.3 Kondenzátor ucpávkové páry a paroproudá vývěva 36
2.3.4 Výstup z turbíny 37
2.3.5 Výsledné tepelné schéma 38
3 Systém hlavního kondenzátu 39
3.1 Schéma systému hlavního kondenzátu 39
3.1.1 KKS značen 39
3.2 Obecný popis systému 41
3.3 Druhy provozu 42
3.3.1 Normální provoz 42
3.3.2 Špičkový provoz 43
3.3.3 Najíždění systému 43
3.3.4 Odstavení systému 43
3.3.5 Stav pohotovosti 43
3.4 Výjimečné provozní podmínky 43
3.4.1 Vysoká hladina ve sběrné nádrži kondenzátu 43
3.4.2 Nízká hladina ve sběrné nádrži kondenzátu 44
3.4.3 Vysoký tlak v parním prostoru 44
3.4.4 Velmi vysoký tlak v parním prostoru 44
3.4.5 Vysoká teplota v parním prostoru 44
4 Popis komponentů a jejich funkce 45
4.1 Kondenzátor 45
4.2 Sací potrubí kondenzátních čerpadel 46
4.2.1 Laterální kompenzátor 46
4.2.2 Ruční uzavírací armatura 47
4.2.3 Filtry 47
4.2.4 Kondenzátní čerpadlo 49

4.3 Výtlačné potrubí kondenzátních čerpadel ... 56
4.3.1 Zpětná klapka ... 56
4.3.2 Ruční uzavírací armatura ... 56
4.3.3 Chladič paroproudé vývěvy ... 57
4.3.4 Kondenzátor ucpávkové páry ... 58
4.3.5 Regulační ventil ... 59
4.3.6 Ruční uzavírací armatura ... 59
4.3.7 Nízkotlaký ohřívák ... 59
5 Tlakové ztráty ... 60
5.1 Tlaková ztráta třením ... 60
5.2 Místní tlaková ztráta ... 62
5.3 Princip výpočtu tlakových ztrát ... 62
5.3.1 Výpočet tlakových ztrát s využitím literatury Idelchik ... 63
5.3.2 Výpočet tlakových ztrát s využitím literatury CRANE ... 69
5.3.3 Srovnání hodnot součinitelů místní ztráty ... 81
5.4 NPSHa ... 84
5.4.1 Výpočet NPSHa ... 84
5.5 Dopravní výška čerpadla ... 86
5.5.1 Výpočet dopravní výšky čerpadla ... 86
6 Návrh čerpadla ... 89
ZÁVĚR ... 91
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ ... 93
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK ... 96
SEZNAM PŘÍLOH ... 101

ÚVOD

V současnosti je výrobci nabízena široká škála čerpadel a na základě dodaných podkladů jsou výrobci schopni s pomocí firemních softwarů vybrat požadované čerpadlo velmi rychle. V praxi není situace tak jednoduchá. Běžně se počítá s více způsoby provedení systémů a projektant musí být schopen jednotlivé varianty mezi sebou efektivně porovnávat. Vyhovující čerpadlo se vybírá na základě několika faktorů, primárně podle druhu a stavu pracovní kapaliny, musí být zajištěna bezpečnost provozu a z ekonomického hlediska je zapotřebí přihlížet k ceně čerpadla. S ekonomikou pak úzce souvisí celková charakteristika systému, ve kterém čerpadlo bude pracovat. Je kladen cíl, aby čerpadlo ve svém pracovním bodě pracovalo s maximální účinností nebo se tomuto bodu co nejvíce přibližovalo.

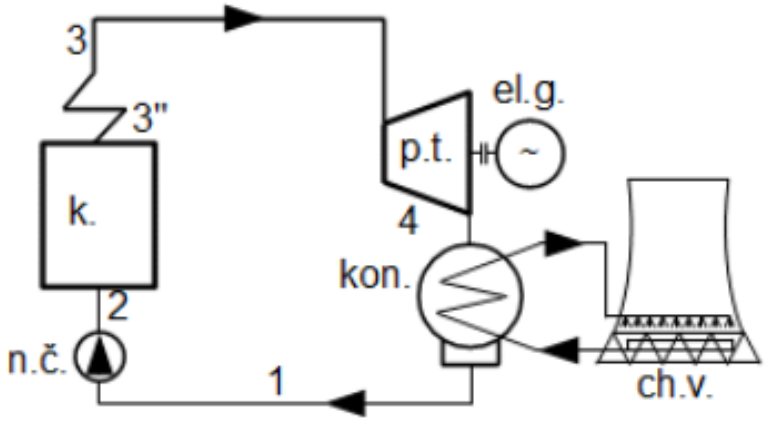
Součástí každého projektu je detailní dokumentace, ke které patří mimo jiné i zapojení všech systémů parní turbíny. Mezi tyto systémy patří i systém hlavního kondenzátu. Systém má za úkol kondenzaci vystupující páry z turbíny a následně tento kondenzát dopravit do napájecí nádrže. Součástí projektování systému hlavního kondenzátu je mimo jiné návrh potrubní trasy kondenzátu, při kterém je nutné navrhnout jak parametry potrubí, tak vhodně zvolit jednotlivé armatury, čerpadla a ostatní prvky, které si firma Siemens sama nevyrábí a je nutné je objednávat u externích dodavatelů.

Motivací pro vytvoření tohoto zadání firmou Siemens Energy, s.r.o., Odštěpný závod Industrial Turbomachinery je optimalizace tlakových ztrát, které vznikají na potrubní trase kondenzátu. Hlavním cílem této práce je navrhnout potrubní trasu kondenzátu včetně výpočtu tlakových ztrát s novým postupem určování součinitelů místních ztrát a následně výsledky porovnat s dosavadním postupem výpočtu v rámci reálného projektu Tully Sugar. Dále pak ověřit přesnost vypočtených součinitelů místní ztráty s hodnotami od dodavatelů.

Práce je členěna do tří částí. První část práce se věnuje nejdříve krátkému úvodu, týkajícího se Rankine-Clausiovu oběhu, a následně je proveden výpočet bilančního schématu zapojení parní turbíny v technologickém celku. V druhé části je rozebrán postupně systém hlavního kondenzátu nejprve z pohledu jeho účelu a fungování. Následně jsou představeny druhy provozů a značení jednotlivých komponentů v systému. Poté je proveden popis jednotlivých komponentů, vyskytujících se na sací a výtlačné potrubní trase. Dále následuje stěžejní úsek této práce, který je věnován návrhu potrubí, výpočtu tlakových ztrát na potrubní trase a porovnání dosažených výsledků. Třetí část práce se zaobírá návrhem čerpadla na základě zjištěných výsledků v předchozí kapitolách práce. V závěru práce jsou shrnuty dosažené výsledky.

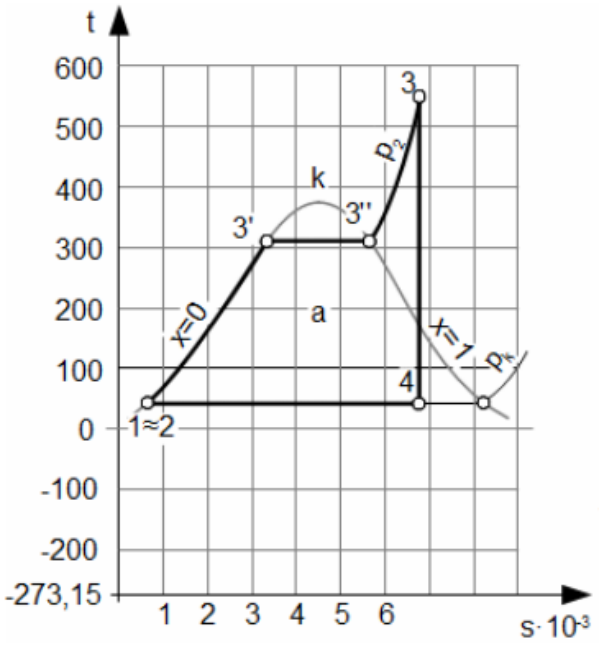
1 Rankine-Clausiův oběh

Vodní pára je nejvyužívanějším pracovním médiem v oblasti energetiky. Pára je vyráběna v parním kotli, odkud je přiváděna potrubím na parní turbínu, kde pára expanduje a dochází k přenosu energie z páry na turbínu. Z parní turbíny se pára odvádí do kondenzátoru. V kondenzátoru pára kondenzuje a pomocí napájecího čerpadla je odčerpávána ze sběrné nádrže zpět do parního kotle a celý cyklus se opakuje. Tento oběh se nazývá Rankine-Clausiův oběh. Je nutno říct, že se jedná o zjednodušený popis parního oběhu. Reálné schéma oběhu není tak jednoduché a je do něho zahrnuto více zařízení. Pro zvýšení výkonu a účinnosti celého oběhu lze využít regeneraci tepla. V turbíně jsou instalovány regulované a neregulované odběry, které se využívají k dalším účelům. Schéma R-C oběhu znázorňuje Obrázek 1.[1]



Obrázek 1: Rankine-Clausiův oběh[1]

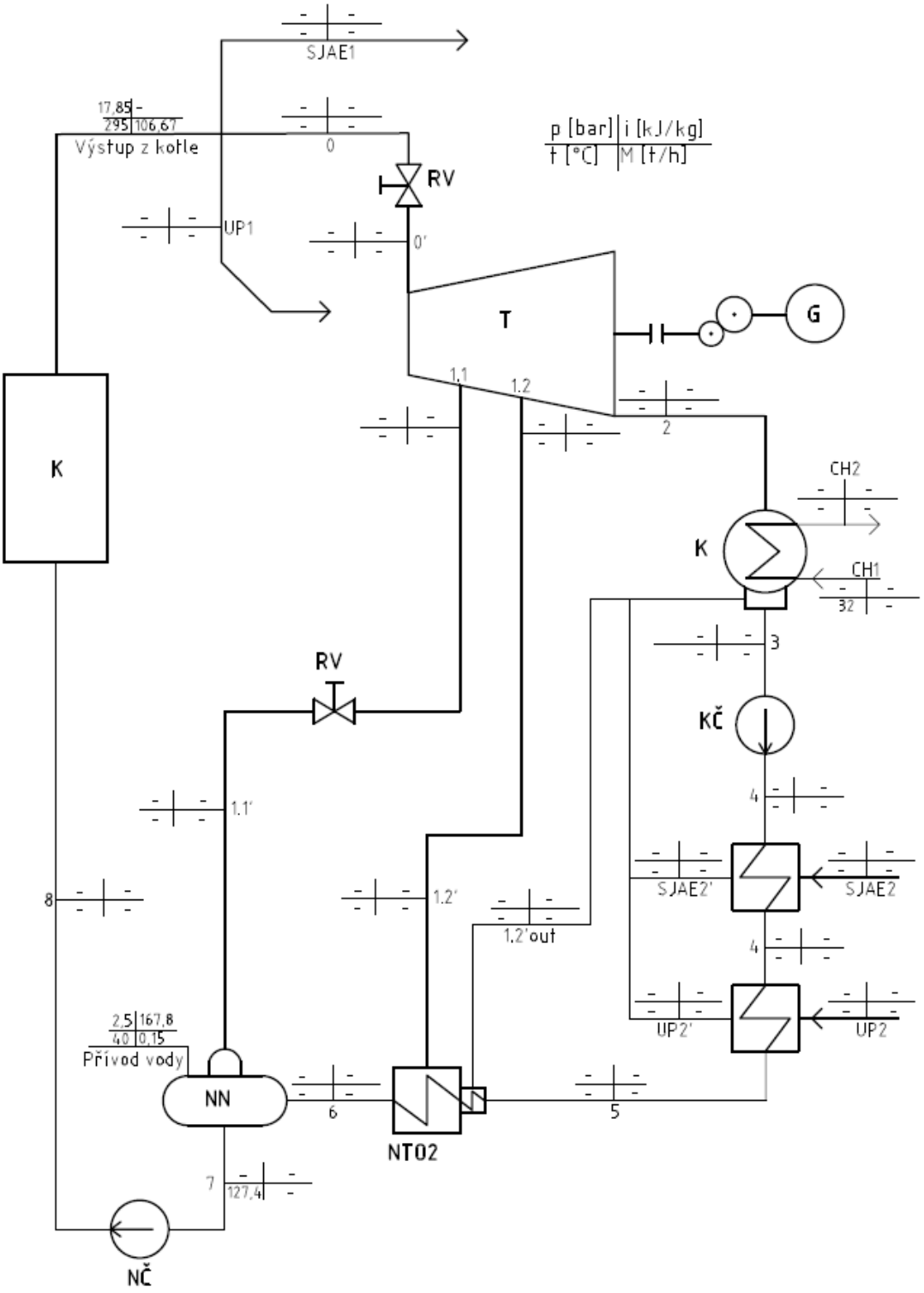
Před vstupem do parního kotle se musí zvýšit tlak napájecí vody. Ke zvýšení tlaku napájecí vody z bodu 1 do bodu 2 se využívá napájecí čerpadlo. V ohříváku kotle se nejdříve voda ohřívá na mez sytosti kapaliny, znázorněné na křivce 2-3'. Na křivce 3'-3" dochází ve výparníku kotle k varu a odpaření vody, médium se tedy dostane do stavu syté páry. Následně se pára přehřívá v přehříváku až na stav v bodě 3. V ideálním případě v parní turbíně probíhá na křivce 3-4 izoentropická expanze. Při otáčení parní turbíny koná hřídel parní turbíny mechanickou práci, která je převedena pomocí generátoru na elektřinu. Na křivce 4-1 dochází ke kondenzaci páry, která se dostane zpět do stavu v bodě 1. Cely průběh je znázorněn v t-s diagramu, viz Obrázek 2.[2]



Obrázek 2: Rankine-Clausiův cyklus v t-s diagramu[1]

2 Tepelné schéma oběhu

V předchozí kapitole byly popsány nejdůležitější body tepelného oběhu. Na základě těchto znalostí bylo navrženo tepelné schéma, viz Obrázek 3. V následující kapitole bude proveden výpočet stavů pracovní látky v jednotlivých bodech tepelného schématu. Výsledné hodnoty se shodují se skutečným projektem vypracovaným ve firmě Siemens Energy.



Obrázek 3: Tepelné schéma oběhu

2.1 Zadané hodnoty

Zadané hodnoty pro výpočet tepelné bilance oběhu jsou uvedeny v tabulce 1.

Tabulka 1: Zadané hodnoty pro výpočet tepelného oběhu

Název	Označení	Jednotka	Hodnota
Hmotnostní průtok vyprodukované páry	M_p	t/h	106,67
Tlak admisní páry	p_0	bar(a)	17,85
Teplota admisní páry	t_0	°C	295,00
Teplota odplynění	t_{odpl}	°C	127,40
Teplota chladící vody	t_{ch1}	°C	32,00

2.2 Postup výpočtu

Výpočet je proveden pomocí tabulkového procesoru Microsoft Excel s doplňkem X SteamTables. Doplněk X SteamTables odpovídá standardům Mezinárodní asociace pro vlastnosti vody a vodní páry a slouží ke stanovení vlastností páry na základě zadaných nebo již vypočítaných parametrů v průběhu výpočtu.

Během výpočtu jsou na základě zadaných parametrů zjištěny stavy pracovního média v jednotlivých bodech tepelného schématu. Pro dosažení konečných výsledků je při výpočtu zapotřebí zvolit nebo odhadnout některé parametry a vlastnosti dílčích prvků.

Následně jsou vypočtené výsledné hodnoty ze softwaru Microsoft Excel přepsány do této práce, a to včetně výpočetních vztahů, pomocí kterých bylo výsledků dosaženo, a do nich dosažených hodnot. K výpočtu je použita literatura [3], pokud není uvedeno jinak.

2.2.1 Vstup páry do turbíny

Ze známého množství přiváděné páry k turbíně je část páry využita pro zahlcení ucpávek, část pro provoz parních ejektorů a zbylá majoritní část vstupuje do turbíny.

Množství ucpávkové páry:

$$\dot{M}_{UP1} = 0,27 \text{ t/h} \tag{2.1}$$

Množství hnací páry pro parní ejektory:

$$\dot{M}_{SJAE1} = 0,40 \text{ t/h} \tag{2.2}$$

Množství páry vstupující do turbíny lze vypočítat ze vztahu:

$$\dot{M}_0 = \dot{M}_p - \dot{M}_{UP1} - \dot{M}_{SJAE1} = 106,67 - 0,27 - 0,40 = 106 \text{ t/h} \tag{2.3}$$

Před samotným výpočtem parametrů páry na vstupu do turbíny je potřeba zjistit parametry páry, která odchází do systému odsávání a systému ucpávkové páry:

Tlak páry pro ucpávky a odsávání:

$$p_{UP1} = p_{SJAE1} = p_0 = 17,85 \text{ bar} \tag{2.4}$$

Teplota páry pro ucpávky a odsávání:

$$t_{UP1} = t_{SJAE1} = t_0 = 295 \text{ °C} \tag{2.5}$$

Entalpie páry pro ucpávky a odsávání:

$$i_{UP1} = i_{SJAE1} = fce(p_{UP1}; t_{UP1}) = 3018,9 \text{ kJ/kg} \tag{2.6}$$

Součástí zadání je tlak a teplota páry na vstupu do turbíny. Pomocí těchto hodnot lze stanovit entalpii a entropii v tomto bodě:

Entalpie admisní páry:

$$i_0 = fce(p_0; t_0) = 3018,9 \text{ kJ/kg} \tag{2.7}$$

Entropie admisní páry:

$$s_0 = fce(p_0; t_0) = 6,8091 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \tag{2.8}$$

Před samotným vstupem páry do turbíny dochází k tlakové ztrátě, která je způsobená regulačním ventilem umístěným před turbínou, který slouží k regulaci průtoku páry do turbíny. Regulace je prováděna škrcením, které způsobuje pokles tlaku páry. Škrcení je izoentalpický děj, a proto entalpie za ventilem zůstává stejná jako před ním.

$$i_0' = fce(p_0; t_0) = 3018,9 \text{ kJ/kg} \tag{2.9}$$

Jak už bylo zmíněno v předchozím odstavci, dochází k tlakové ztrátě, a proto se parametry páry za ventilem budou měnit. Je potřeba proto stanovit ztrátový součinitel regulačního ventilu a z toho vzniklou tlakovou ztrátu. Následně je vypočten tlak, teplota a entropie páry před prvním stupněm turbíny:

Zvolený ztrátový součinitel regulačního ventilu:

$$\xi_{z1} = 0,06\ [-] \tag{2.10}$$

Tlaková ztráta v armatuře:

$$\Delta p_{z1} = \xi_{z1} \cdot p_0 = 0,06 \cdot 17,85 = 1,071 \text{ bar} \tag{2.11}$$

Tlak za armaturou:

$$p_0^{'} = p_0 - \Delta p_{z1} = 17,85 - 1,071 = 16,78 \text{ bar} \tag{2.12}$$

Teplota za armaturou:

$$t_0^{'} = fce(p_0^{'}; i_0^{'}) = 296,6\ ^{\circ}\text{C} \tag{2.13}$$

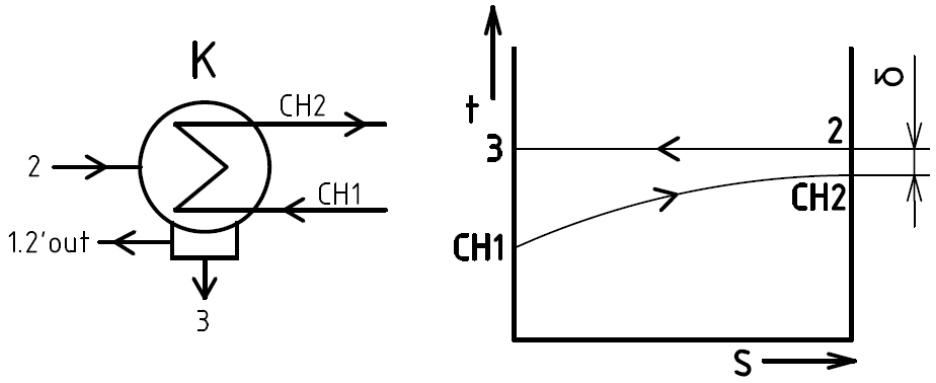
Entropie za armaturou:

$$s_0^{'} = fce(p_0^{'}; t_0^{'}) = 6,8363 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \tag{2.14}$$

Hodnoty zjištěné v tomto bodě cyklu jsou velmi důležité pro další výpočet a pro stanovení průběhu expanze. V tomto bodě totiž dochází k počátku expanze.

2.2.2 Kondenzátor

Kondenzátor je výměník, ve kterém dochází ke změně stavu páry. Pára, vystupující z turbíny při průchodu přes kondenzátor kondenzuje. Kondenzace je děj izobaricko-izotermický, takže při změně stavu páry nedochází ke změně tlaku ani teploty. Pro kondenzátor je zadaná pouze jedna hodnota, kterou je teplota vstupní chladící vody na vstupu do kondenzátoru (t_{ch1} = 32 °C).



Obrázek 4: Schématické znázornění kondenzátoru a jeho teplotní charakteristika

Pro výpočet zbylých parametrů je zapotřebí vhodně zvolit nedohřev a maximální ohřátí chladící vody v kondenzátoru. Velikost nedohřevu kondenzátoru záleží na jeho provedení, na velikosti teplosměnné plochy nebo typu chladícího média. Čím vetší teplosměnná plocha, tím je nedohřev kondenzátoru menší. Pro tento případ bude použit nedohřev 5 °C.

Nedohřev kondenzátoru:

$$\delta_{kond} = 5\ ^{\circ}\mathrm{C} \tag{2.15}$$

Maximální ohřev chladící vody:

$$\Delta t_{ch1} = 10\ ^{\circ}\mathrm{C} \tag{2.16}$$

Výstupní teplota chladící vody:

$$t_{ch2} = t_{ch1} + \Delta t_{ch1} = 32 + 10 = 42\ ^{\circ}\mathrm{C} \tag{2.17}$$

Na základě výstupní teploty chladící vody je možné zjistit tlak, při kterém dochází ke kondenzaci páry na trubkách kondenzátoru. Teplota, při které pára kondenzuje, bude rovna součtu výstupní teploty chladící vody s nedohřevem kondenzátoru.

$$t_{kond} = t_{ch2} + \delta_{kond} = 42 + 5 = 47\ ^{\circ}\mathrm{C} \tag{2.18}$$

Jak již bylo poznamenáno výše, v kondenzátoru probíhá izobaricko-izotermický děj. Vypočtené teplotě kondenzace tedy odpovídá tlak, při kterém kondenzace probíhá. Následně lze určit i entalpii, entropii a měrný objem kondenzátu.

Tlak v kondenzátoru:

$$p_{kond} = fce\left(t_{kond}; x = 0\right) = 0{,}106 \text{ bar} \tag{2.19}$$

Entalpie kondenzátu:

$$i_3 = fce\left(t_{kond}; x = 0\right) = 196{,}42 \text{ kJ/kg} \tag{2.20}$$

Entropie kondenzátu:

$$s_3 = fce\left(t_{kond}; x = 0\right) = 0{,}6648 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} \tag{2.21}$$

Měrný objem kondenzátu:

$$v_3 = fce\left(t_{kond}; x = 0\right) = 0{,}0010 \text{ m}^3\text{/kg} \tag{2.22}$$

2.2.3 Kondenzátní čerpadlo

Kondenzátní čerpadlo (dále už jen KČ) slouží k tomu, aby zvýšilo tlak kondenzátu za kondenzátorem na tlak potřebný k dosažení proudění kondenzátu do napájecí nádrže. K určení tlaku kondenzátu za KČ je zapotřebí určit všechny tlakové ztráty na této trase. Hodnoty tlakových ztrát byly stanoveny následovně.

Tlaková ztráta v nízkotlaké regeneraci (hodnota této tlakové ztráty se volí v rozmezí od 0,5 až 1 bar), zvolen 1 bar:

$$\Delta p_{NTO} = 1 \text{ bar} \tag{2.23}$$

Tlaková ztráta zařízení na úpravu kondenzátu (interval 3 až 5 bar):

$$\Delta p_{čk} = 4 \text{ bar} \tag{2.24}$$

Tlaková ztráta v potrubí nízkotlaké regenerace (rozmezí 1 až 2 bar):

$$\Delta p_{kp} = 1 \text{ bar} \tag{2.25}$$

Tlaková ztráta regulačního zařízení hladiny v kondenzátoru:

$$\Delta p_{rh} = 1 \text{ bar} \tag{2.26}$$

Rozdíl tlaku daný převýšením napájecí nádrže vůči KČ (hodnota rozdílu výšek převzata z projektu a činí 16 m):

$$\Delta p_{geod} = \frac{1}{v_3} \cdot g \cdot \Delta h \cdot 10^{-6} = \frac{1}{0,0010} \cdot 9,81 \cdot 16 \cdot 10^{-6} = 0,16 \text{ MPa} = 1,6 \text{ bar} \tag{2.27}$$

Poslední tlakovou ztrátou je tlaková ztráta ve výtlačném potrubí čerpadla, která vzniká v armaturách a vlivem drsného povrchu potrubí. Velikost této ztráty je do práce převzata z reálného výpočtu ztráty na projektu:

$$\Delta p_{vč} = 0,29 \text{ bar} \tag{2.28}$$

Další hodnota, kterou je potřeba stanovit pro zjištění přírůstku tlaku v KČ, je tlak v napájecí nádrži. Tuto hodnotu lze zjistit pomocí teploty odplynění, která je známa již ze zadání ($t_{odpl} = 127$ °C):

$$p_{NN} = fce\left(t_{odpl}; x = 0\right) = 2,5 \text{ bar} \tag{2.29}$$

Nyní jsou známy všechny tlakové ztráty na trase mezi napájecí nádrží a KČ. Po jejich sečtení a připočítání k tlaku v napájecí nádrži bude znám celkový přírůstek tlaku v KČ:

$$\begin{aligned} \Delta p_{KČ} &= p_{NN} + \Delta p_{\Delta NTO} + \Delta p_{čk} + \Delta p_{kp} + \Delta p_{rh} + \Delta p_{geod} + \Delta p_{vč} \\ \Delta p_{KČ} &= 2,5 + 1 + 4 + 1 + 1 + 1,6 + 0,29 = 8,89 \text{ bar} \end{aligned} \tag{2.30}$$

Celkový tlak za KČ:

$$p_4 = p_{kond} + \Delta p_{KČ} = 0,11 + 8,89 = 9 \text{ bar} \tag{2.31}$$

Volba účinnosti KČ (Tato hodnota byla po konzultaci odvozena z reálného projektu, aby bylo dosaženo požadovaných parametrů v daném bodě):

$$\eta_{KČ} = 0,68 \ [-] \tag{2.32}$$

Vyjádření měrného objemu:

$$v_4 = fce\left(p_4; x = 0\right) = 0,0011 \text{ m}^3/\text{kg} \tag{2.33}$$

Následně je možné využít vztah 2.34 pro výpočet přírůstku entalpie v KČ. Změnu tlaku je potřeba dosadit v MPa:

$$\Delta i_{KČ} = \frac{\Delta p_{KČ} \cdot v_3}{\eta_{KČ}} \cdot 10^3 = \frac{0,89 \cdot 0,0010}{0,68} \cdot 10^3 = 1,29 \text{ kJ/kg} \tag{2.34}$$

Entalpie za čerpadlem:

$$i_4 = i_3 + \Delta i_{KČ} = 196,42 + 1,29 = 197,71 \text{ kJ/kg} \tag{2.35}$$

Z těchto parametrů lze dále určit teplotu a entropii za KČ v bodě 4:

Teplota za KČ:

$$t_4 = fce\left(p_4; i_4\right) = 47 \text{ °C} \tag{2.36}$$

Entropie kondenzátu za KČ:

$$s_4 = fce\left(p_4; i_4\right) = 0,6647 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \tag{2.37}$$

Hodnoty vypočítané v této kapitole budou doplněny do konečného schématu tepelného oběhu a jsou důležité při výpočtu hmotnostní bilance cyklu.

2.2.4 Kondenzátor ucpávkové páry a paroproudá vývěva

Tento výměník je složen ze dvou komponentů. Prvním komponentem je kondenzátor ucpávkové páry (dále jen KUP), pomocí kterého je z ucpávek odsávána pára a vzduch, přisávaný z okolního prostředí. Hlavní funkcí KUP je zkondenzovat páru a vrátit ji přes systém hlavního kondenzátu zpět do oběhu. Druhým komponentem je paroproudá vývěva (dále jen SJAE), jejíž funkce spočívá v unášení parovzdušné směsi pomocí hnací páry. Vedlejším efektem tohoto procesu je ohřátí hlavního kondenzátu, jehož podíl na zvýšení účinnosti celého cyklu je nepatrný. Pro usnadnění výpočtu byl tento výměník rozdělen na dva pomyslné výměníky KUP a SJAE.

Pro výpočet je zapotřebí znát parametry kondenzátu v bodě mezi těmito výměníky.

Hodnota tlaku kondenzátu v KUP je shodná s hodnotou tlaku kondenzátu před KUP.

Tlak kondenzátu:

$$p_4^{'} = p_4 \tag{2.38}$$

Dalším důležitým parametrem je teplota, o kterou se kondenzát při průchodu výměníkem ohřeje. V projektu realizovaným firmou Siemens Energy je hodnota ohřátí kondenzátu rovna $t_4' = 49{,}5\ °C$. Po konzultaci s firmou Siemens Energy byla tato hodnota pro zjednodušení postupu převzata do výpočtu.

Teplota kondenzátu:

$$t_4^{'} = 49{,}5\ °C \tag{2.39}$$

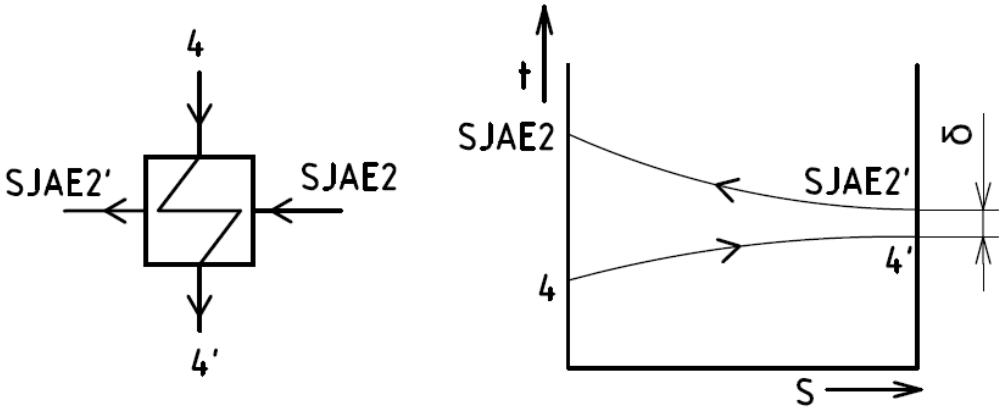
Pomocí těchto parametrů můžeme spočítat entalpii v tomto bodě:

$$i_4^{'} = f(p_4^{'}; t_4^{'}) = 208{,}2\ \text{kJ/kg} \tag{2.40}$$

Nyní je možné přejít k výpočtu kondenzace páry v jednotlivých výměnících.

V odsávacím potrubí KUP je nastaven mírný podtlak. Tento tlak je ve firmě Siemens Energy dimenzován na hodnotu $p_{SJAE} = 0{,}995\ \text{bar}$.

Výměník SJAE:



Obrázek 5: Detail výměníku SJAE a jeho teplotní charakteristika

Tlak hnací páry na vstupu do SJAE:

$$p_{SJAE2} = 0,995 \text{ bar} \tag{2.41}$$

Entalpie hnací páry na vstupu do SJAE:

$$i_{SJAE2} = i_{SJAE1} \tag{2.42}$$

Teplota hnací páry na vstupu do SJAE:

$$t_{SJAE2} = fce(p_{SJAE2}; i_{SJAE2}) = 272,3 \text{ °C} \tag{2.43}$$

Pro výpočet parametrů zkondenzované hnací páry za KUP je potřeba stanovit nedohřev výměníku SJAE.

Nedohřev výměníku SJAE:

$$\delta_{KUP1} = 15 \text{ °C} \tag{2.44}$$

Tlak zkondenzované hnací páry na výstupu z SJAE je stejný jako před ním:

$$p'_{SJAE2} = p_{SJAE2} \tag{2.45}$$

Teplota zkondenzované hnací páry na výstupu z SJAE:

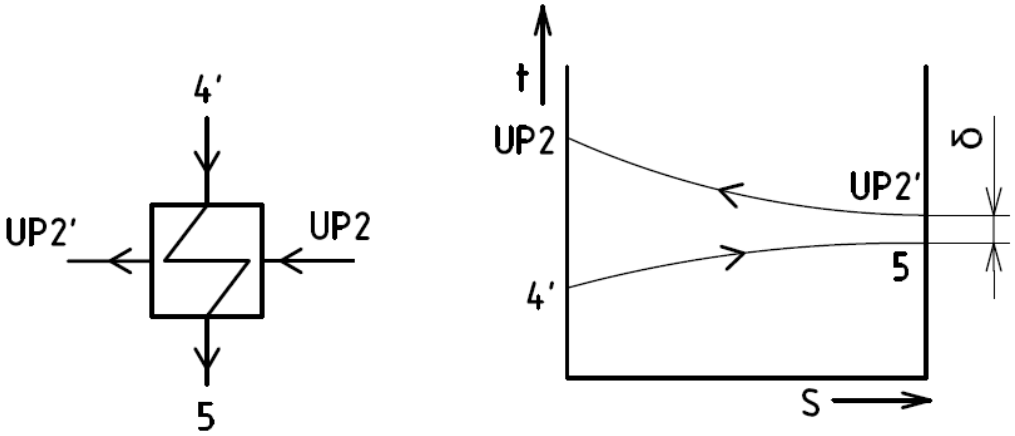
$$t'_{SJAE2} = t_4 + \delta_{KUP1} = 47 + 15 = 62\ °C \tag{2.46}$$

Z hodnot tlaku a teploty zkondenzované páry lze zjistit entalpii na výstupu z SJAE:

$$i'_{SJAE2} = fce(p'_{SJAE2}; t'_{SJAE2}) = 259,2\ \text{kJ/kg} \tag{2.47}$$

Výpočet druhého výměníku probíhá obdobným způsobem.

Výměník KUP:



Obrázek 6: Detail výměníku KUP2 a jeho teplotní charakteristika

Tlak ucpávkové páry na vstupu do KUP:

$$p_{UP2} = 0,995\ \text{bar} \tag{2.48}$$

Teplota ucpávkové páry na výstupu z ucpávek je ve firmě Siemen Energy dimenzována na hodnotu $t = 230\ °C$.

Teplota ucpávkové páry na vstupu do KUP:

$$t_{UP2} = 230\ °C \tag{2.49}$$

Entalpie ucpávkové páry na vstupu do KUP:

$$i_{UP2} = fce(p_{UP2}; t_{UP2}) = 2934,8\ \text{kJ/kg} \tag{2.50}$$

Pro výpočet parametrů zkondenzované ucpávkové páry za KUP je potřeba stanovit nedohřev výměníku KUP2.

Nedohřev výměníku KUP2:

$$\delta_{KUP2} = 15 \text{ °C} \tag{2.51}$$

Tlak zkondenzované ucpávkové páry na výstupu KUP2 je stejný jako před ním:

$$p'_{UP2} = p_{UP2} \tag{2.52}$$

Teplota zkondenzované ucpávkové páry na výstupu z KUP2:

$$t'_{UP2} = t'_4 + \delta_{KUP2} = 49,5 + 15 = 64,5 \text{ °C} \tag{2.53}$$

Z hodnot tlaku a teploty zkondenzované páry lze zjistit entalpii na výstupu z KUP2:

$$i'_{UP2} = fce(p'_{UP2}; t'_{UP2}) = 270,3 \text{ kJ/kg} \tag{2.54}$$

2.2.5 Napájecí čerpadlo

Napájecí čerpadlo slouží ke zvýšení tlaku napájecí vody a následně k její dopravě do kotle. Pro výpočet parametrů napájecí vody za napájecím čerpadlem bude proveden podobný postup jako při výpočtu parametrů kondenzátu u kondenzátního čerpadla. Samotné parametry napájecí vody za napájecím čerpadlem nejsou potřebné pro další výpočet oběhu, ale je nutné je zjistit pro správný výběr čerpadla.

Jako tomu bylo u kondenzátního čerpadla, i v této kapitole bude důležité nejdříve vypočítat přírůstek tlaku v napájecím čerpadle. Nejdříve je potřeba stanovit tlakové ztráty v parním potrubí mezi kotlem a turbínou. Tlakové ztráty se obvykle pohybují v intervalu od 4 až 9 % z hodnoty p_p, kde tlak p_p je tlak páry před turbínou. V našem případě je tlak p_p označen jako p_0.

Ztrátový koeficient volíme:

$$\Delta p_{pp} = 0,05 \cdot p_0 = 0,05 \cdot 17,85 = 0,89 \text{ bar} \tag{2.55}$$

Tlakové ztráty na vodní straně kotle se pohybují v rozmezí od 15 do 20 % z hodnoty p_0.

Hodnota zvoleného ztrátového koeficientu:

$$\Delta p_k = 0{,}15 \cdot p_0 = 0{,}15 \cdot 17{,}85 = 2{,}68 \text{ bar} \tag{2.56}$$

Tlakové ztráty v potrubí napájecí vody se pohybují mezi 2 až 3 bar.

Zvolená hodnota:

$$\Delta p_{np} = 2{,}5 \text{ bar} \tag{2.57}$$

Tlaková ztráta v regulačním ventilu pro regulaci napájecí vody:

$$\Delta p_{rv} = 10 \text{ bar} \tag{2.58}$$

Tlaková ztráta ve vysokotlakých ohřívácích. V našem případě oběh neobsahuje žádné vysokotlaké ohříváky. Hodnota této ztráty je proto rovna nule:

$$\Delta p_{VTO} = 0 \text{ bar} \tag{2.59}$$

Poslední tlaková ztráta, kterou je potřeba stanovit, je ztráta daná převýšením mezi napájecím čerpadlem a výstupním hrdlem kotle. Převýšení volíme stejné jako u KČ:

$$\Delta p_{geod\,2} = 1{,}6 \text{ bar} \tag{2.60}$$

Nyní jsou stanoveny všechny tlakové ztráty a jejich přičtením k tlaku páry před turbínou dostaneme požadovaný tlakový přírůstek v napájecím čerpadle:

$$\begin{aligned} p_{NČ} &= p_0 + \Delta p_{pp} + \Delta p_k + \Delta p_{np} + \Delta p_{rv} + \Delta p_{geod\,2} \\ p_{NČ} &= 17{,}85 + 0{,}89 + 2{,}68 + 2{,}5 + 10 + 1{,}6 = 35{,}52 \text{ bar} \end{aligned} \tag{2.61}$$

Tlak v napájecím čerpadle je roven tlaku, který je za napájecím čerpadlem:

$$p_{NČ} = p_8 \tag{2.62}$$

Změna tlaku v napájecím čerpadle se rovná:

$$\Delta p_{NČ} = p_8 - p_{NN} = 35,52 - 2,5 = 33,02 \text{ bar} \tag{2.63}$$

Měrný objem před napájecím čerpadlem:

$$v_7 = fce\left(p_{NN}; x = 0\right) = 0,0011 \text{ m}^3/\text{kg} \tag{2.64}$$

Volba účinnosti NČ (tato hodnota byla po konzultaci převzata z reálného projektu, aby bylo dosaženo požadovaných parametrů v daném bodě):

$$\eta_{NČ} = 0,82 \ [-] \tag{2.65}$$

Přírůstek entalpie v NČ:

$$\Delta i_{NČ} = \frac{\Delta p_{NČ} \cdot v_7}{\eta_{NČ}} \cdot 10^3 = \frac{3,3 \cdot 0,0011}{0,82} \cdot 10^3 = 4,42 \text{ kJ/kg} \tag{2.66}$$

Aby bylo možné spočítat hodnotu entalpie za napájecím čerpadlem, je potřeba nejdříve stanovit hodnotu entalpie před ním. Tuto hodnotu lze získat pomocí zadané teploty odplynění (todpl=127,4 °C):

$$i_7 = fce\left(t_{odpl}; x = 0\right) = 535,4 \text{ kJ/kg} \tag{2.67}$$

Entalpie za napájecím čerpadlem je pak rovna součtu entalpie před ním a přírůstku entalpie v napájecím čerpadle:

$$i_8 = i_7 + \Delta i_{NČ} = 539,82 \text{ kJ/kg} \tag{2.68}$$

Nyní je známo dostatek hodnot ke zjištění všech zbylých parametrů za napájecím čerpadlem:

$$t_8 = fce\left(p_8; i_8\right) = 127{,}9 \text{ °C} \tag{2.69}$$

$$s_8 = fce\left(p_8; i_8\right) = 1{,}609 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} \tag{2.70}$$

$$v_8 = fce\left(p_8; i_8\right) = 0{,}0011 \text{ m}^3/\text{kg} \tag{2.71}$$

2.2.6 Odběr pro odplynění a napájecí nádrž

Následující dvě kapitoly se zaměří na výpočet parametrů pracovního média v jednotlivých odběrech turbíny. Část pracovní páry lze odebírat před výstupem z turbíny, pomocí odběrových míst v turbíně. Energie této odebrané páry se dále využívá k dalším technologickým procesům, potřebným v oběhu. V turbíně se nacházejí dva odběry, viz Obrázek 3. Jeden odběr pro odplynění a druhý odběr je pro nízkotlaký ohřívák. V této kapitole bude popsán výpočet stavu páry v odběru pro odplynění.

Nejdříve je zapotřebí zjistit tlak páry v odběru pro odplynění. Ten zjistíme pomocí vztahu 2.72:

$$p_{od} = p_{1.1} = \left(p_{NN} + \Delta p_{zd}\right)\cdot k_{od} \tag{2.72}$$

Pro výpočet tlaku v tomto odběru je zapotřebí znát tlak v napájecí nádrži, který byl vypočten už v kapitole věnované výpočtu kondenzátního čerpadla. Dále je zapotřebí stanovit koeficient kod, jehož hodnota se pohybuje v intervalu 1,2 až 1,3. Poslední parametr, který je nutný určit pro výpočet rovnice, je tlaková ztráta redukčního ventilu, která byla v projektu zvolena na 2 bary.

Zvolený koeficient:

$$k_{od} = 1{,}2 \ [-] \tag{2.73}$$

Zvolená tlaková ztráta redukčního ventilu:

$$\Delta p_{zd} = 2 \text{ bar} \tag{2.74}$$

Zvolené hodnoty se dosadí do vztahu 2.72:

$$p_{od} = p_{1.1} = (2,5+2)\cdot 1,2 = 5,4 \text{ bar}$$

Následně lze vypočítat další parametry páry v prvním odběru. Na základě tlaku páry v místě prvního odběru a hodnoty entropie páry na vstupu do turbíny je možné stanovit hodnotu entalpie při izoentropické expanzi v turbíně před prvním odběrem, tzv. izoentalpii.

$$i_{1.1iz} = fce(p_{1.1}; s_0) = 2669,5 \text{ kJ/kg} \tag{2.75}$$

Hodnota izoentalpie je potřebná k zjištění skutečné entalpie v prvním odběru. Pro zjištění skutečné entalpie lze využít vztah pro termodynamickou účinnost první části turbíny:

$$\eta_{tdi1.1} = \frac{i_0' - i_{1.1}}{i_0' - i_{1.1\,iz}} \tag{2.76}$$

V této rovnici jsou známy všechny hodnoty, kromě skutečné entalpie a termodynamické účinnosti prvního stupně turbíny. Tato hodnota je třeba určit. Účinnost první části je stanovena na 92 % a odvíjí se od hodnoty převzaté z projektu.

$$\eta_{tdi1} = 0,92 \ [-] \tag{2.77}$$

Upravením rovnice 2.76 pro výpočet termodynamické účinnosti první části turbíny lze vypočítat skutečnou hodnotu entalpie v prvním odběru:

$$i_{1.1} = i_0' - \eta_{tdi1.1}\cdot(i_0' - i_{1.1\,iz})$$
$$i_{1.1} = 3018,9 - 0,92\cdot(3018,9 - 2769,5) = 2789,5 \text{ kJ/kg} \tag{2.78}$$

Nyní je možné zjistit zbývající parametry páry v prvním odběru pomocí entalpie a tlaku.

Teplota páry v prvním odběru:

$$t_{1.1} = fce(p_{1.1}; i_{1.1}) = 170,9 \text{ °C} \tag{2.79}$$

Entropie páry v prvním odběru:

$$s_{1.1} = fce\left(p_{1.1}; i_{1.1}\right) = 6,8817 \ \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \tag{2.80}$$

Pro úplnost výpočtu prvního odběru je zapotřebí spočítat parametry páry vstupující přímo do odplyňovače. Některé parametry této páry lze odvodit, tak jako tlak, který je shodný s tlakem v napájecí nádrži, tak entalpii, která je stejná jako entalpie v odběrovém místě turbíny.

Pomocí těchto hodnot je možné určit následně teplotu této páry:

$$p_{1.1}^{'} = p_{NN} = 2,5 \ \text{bar} \tag{2.81}$$

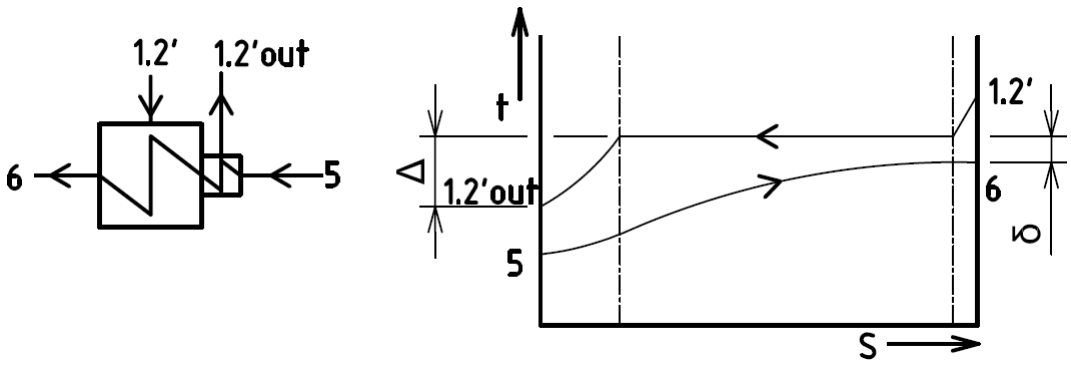
$$i_{1.1}^{'} = i_{1.1} = 2789,5 \ \text{kJ/kg} \tag{2.82}$$

$$t_{1.1}^{'} = fce\left(p_{1.1}^{'}; i_{1.1}\right) = 161,6 \ °\text{C} \tag{2.83}$$

Výsledky z této kapitoly jsou opět důležité pro následný výpočet hmotnostní bilance oběhu.

2.2.7 Odběr pro NTO

Tato kapitola bude věnována výpočtu parametrů páry v druhém odběru a stanovení parametrů páry před vstupem do nízkotlakového ohříváku. Při výpočtu se využije obdobný postup jako při výpočtu prvního odběru. Rozdíl v postupu bude při stanovení tlakové ztráty v potrubí.



Obrázek 7: Detail NTO a jeho teplotní charakteristika

Jako první krok je potřeba zvolit teplotu kondenzátu na výstupu z nízkotlakého ohříváku.

Zvolená teplota kondenzátu:

$$t_6 = 95,4 \ °\text{C} \tag{2.84}$$

Dále je zapotřebí stanovit hodnotu nedohřevu pro nízkotlakou regeneraci.
Nedohřev NTO:

$$\delta_{NTO2} = 8 \ \text{°C} \tag{2.85}$$

Sečtením těchto dvou hodnot lze získat teplotu, při které odebraná pára kondenzuje v NTO, viz Obrázek 7.

$$t'_{1.2k} = t_6 + \delta_{NTO2} = 95,4 + 8 = 103,4 \ \text{°C} \tag{2.86}$$

Tlak páry získáme pomocí teploty kondenzace a sytosti páry:

$$p'_{1.2} = fce\left(t'_{1.2k}; x'_{1.2k} = 1\right) = 1,14 \ \text{bar} \tag{2.87}$$

V předchozím kroku byly vypočteny parametry páry na vstupu do NTO. Tyto hodnoty umožní stanovit parametry páry přímo v odběrovém místě. V odběrovém potrubí dochází k tlakové ztrátě. Tlaková ztráta v potrubí činí 3 %.

Tlak páry v odběru je:

$$p_{1.2} = p'_{1.2} \cdot \left(1 + \Delta p_{pz}\right) = 1,14 \cdot \left(1 + 0,03\right) = 1,176 \ \text{bar} \tag{2.88}$$

V tomto bodě bude postup stejný jako při výpočtu prvního odběru turbíny. Využije se tedy izoentropické expanze:

$$i_{1.2iz} = fce\left(p_{1.2}; s_{1.1}\right) = 2522,69 \ \text{kJ/kg} \tag{2.89}$$

Účinnost druhého stupně (Tato hodnota byla odvozena z reálného projektu, aby bylo dosaženo požadovaných parametrů v daném bodě):

$$\eta_{tdi2} = 0,874 \ [-] \tag{2.90}$$

Pro výpočet entalpie páry v druhém odběru lze opět využít vztah pro termodynamickou účinnost stupně turbíny:

$$\eta_{tdi2} = \frac{i_{1.1} - i_{1.2}}{i_{1.1} - i_{1.2\,iz}} \tag{2.91}$$

Úpravou vztahu z předchozího kroku lze získat entalpii páry v druhém odběru:

$$i_{1.2} = i_{1.1} - \eta_{tdi1.2} \cdot \left(i_{1.1} - i_{1.2iz}\right)$$

$$i_{1.2} = 2789,4 - 0,874 \cdot \left(2789,4 - 2522,69\right) = 2556,3 \text{ kJ/kg} \tag{2.92}$$

S využitím tlaku a entalpie páry v odběru lze zjistit chybějící parametry.

Teplota páry v druhém odběru:

$$t_{1.2} = fce\left(p_{1.2}; i_{1.2}\right) = 104,2 \text{ °C} \tag{2.93}$$

Entropie páry v druhém odběru:

$$s_{1.2} = fce\left(p_{1.2}; i_{1.2}\right) = 6,9708 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \tag{2.94}$$

Nyní jsou známy parametry páry v druhém odběru na hrdlech turbíny. Dalším krokem bude potřeba zjistit parametry kondenzátu ve všech zbylých vstupech a výstupech NTO. Součástí NTO je podchlazení kondenzátu odběrové páry. Nedohřev tohoto kondenzátu bylo v rámci projektu stanoveno na 6°C. Aby bylo možné spočítat podchlazení kondenzátu, je zapotřebí určit teplotu kondenzátu před NTO. Tato teplota byla po konzultaci zvolena na základě projektu a její hodnota činí 50,44 °C.

Nedohřev NTO:

$$\delta_{NTO1} = 6 \text{ °C} \tag{2.95}$$

Zvolená teplota před NTO:

$$t_5 = 50,44 \text{ °C} \tag{2.96}$$

Podchlazení kondenzátu odběrové páry pod teplotu kondenzace:

$$\Delta t_{NTO} = \left(t'_{1.2k} - t_5\right) - \delta_{NTO1} = \left(103,4 - 50,44\right) - 6 = 46,96 \text{ °C} \tag{2.97}$$

Pomocí této hodnoty lze zjistit teplotu kondenzátu odběrové páry na výstupu z NTO po podchlazení:

$$t'_{1.2out} = t'_{1.2k} - \Delta t_{NTO} = 103,4 - 46,96 = 56,44 \ °C \tag{2.98}$$

Následně lze určit z tlaku $p'_{1.2}$ a teploty $t'_{1.2out}$, entalpii v bodě $t'_{1.2out}$:

$$i'_{1.2out} = fce\left(p'_{1.2}; t'_{1.2out}\right) = 235,86 \ \text{kJ/kg} \tag{2.99}$$

Pro úplnost stanovení stavů pracovní látky v jednotlivých bodech je potřeba stanovit hodnotu tlaku a entalpie kondenzátu před a za NTO. Tyto hodnoty budou následně potřebné při výpočtu hmotnostní bilance tepelného oběhu. Nejprve je zapotřebí stanovit tlaky pracovní látky. Výchozím bodem bude tlak za kondenzátním čerpadlem a následným odečtením tlakových ztrát získáme hodnoty tlaku v potřebném místě. Následně pomocí zjištěného tlaku a vypočtené teploty je možné stanovit entalpii v daném místě.

Tlak před NTO je stejný jako tlak za KČ:

$$p_5 = p_4 = 9 \ \text{bar} \tag{2.100}$$

Entalpie před NTO je:

$$i_5 = fce\left(p_5; t_5\right) = 211,42 \ \text{kJ/kg} \tag{2.101}$$

Tlak za NTO je:

$$p_6 = p_5 - \Delta p_{NTO} = 9 - 1 = 8 \ \text{bar} \tag{2.102}$$

Entalpie za NTO je:

$$i_6 = fce\left(p_6; t_6\right) = 400,08 \ \text{kJ/kg} \tag{2.103}$$

Tyto hodnoty jsou opět důležité pro pozdější výpočet hmotnostní bilance oběhu.

2.2.8 Výstup páry z turbíny

Pro úplnost výpočtu tepelného schématu je zapotřebí zjistit stav páry vystupující z turbíny. Tlak a teplota páry na výstupu z turbíny je shodná s tlakem a teplotou v kondenzátoru.

Tlak páry na výstupu:

$$p_2 = p_{kond} = 0{,}106 \text{ bar} \tag{2.104}$$

Teplota páry na výstupu:

$$t_2 = t_{kond} = 47 \text{ °C} \tag{2.105}$$

Výpočet zbývajících parametrů bude probíhat stejným postupem jako u kapitol 2.2.6 a 2.2.7. Hodnotu izoentalpie lze zjistit pomocí tlaku p_2 a entropie $s_{1.2}$ v druhém odběru:

$$i_{2iz} = fce(p_2; s_{1.2}) = 2215{,}32 \text{ kJ/kg} \tag{2.106}$$

Zvolená termodynamická účinnost posledního stupně:

$$\eta_{tdi3} = 0{,}761 \ [-] \tag{2.107}$$

Pomocí vztahu pro termodynamickou účinnost turbíny a následně jeho úpravou lze dopočítat entalpii páry na výstupu z turbíny:

$$\eta_{tdi3} = \frac{i_{1.2} - i_2}{i_{1.2} - i_{2\,iz}} \tag{2.108}$$

Upravený vztah pro výpočet entalpie páry v odběru:

$$i_2 = i_{1.2} - \eta_{tdi3} \cdot (i_{1.2} - i_{2iz})$$
$$i_2 = 2556{,}3 - 0{,}761 \cdot (2556{,}3 - 2215{,}32) = 2296{,}9 \text{ kJ/kg} \tag{2.109}$$

Entropie páry na výstupu:

$$s_2 = fce(p_2; i_2) = 8{,}1292 \text{ kJ/kg·K} \tag{2.110}$$

Vlhkost páry na výstupu:

$$x_2 = fce(p_2; i_2) = 0,88\ [-] \tag{2.111}$$

V tomto bodě výpočtu jsou známy veškeré parametry v jednotlivých dílech tepelného oběhu. Následující kapitola bude věnována výpočtu hmotnostní bilance tepelného oběhu.

2.3 Hmotnostní bilance oběhu

V této kapitole bude proveden výpočet hmotnostní bilance tepelného oběhu. K výpočtu hmotnostních toků je nejvhodnější využít zákon zachování hmotnosti a zákon zachování energie.

2.3.1 První odběr

Jako první je potřeba určit hmotnostní tok páry v prvním odběru. Pro výpočet tohoto toku je nutné sestavit bilanční rovnice pro odplyňovací nádrž.

Bilanční rovnice pro odplyňovací nádrž:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{1.1} + \dot{m}_{voda} \tag{2.112}$$

$$\dot{m}_7 \cdot i_7 = \dot{m}_6 \cdot i_6 + \dot{m}_{1.1} \cdot i_{1.1} + \dot{m}_{voda} \cdot i_{voda} \tag{2.113}$$

Výše jsou uvedeny dvě rovnice o dvou neznámých. Pro vybraný postup je zapotřebí si určit jeden tok z první rovnice a vyjádřit ho. Z rovnice bude vyjádřen tok $\dot{m}_6$.

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 - \dot{m}_{1.1} - \dot{m}_{voda} \tag{2.114}$$

Dosazením vyjádřené rovnice do rovnice energie je možné získat hmotnostní tok v prvním odběru.

$$\dot{m}_{1.1} = \frac{\dot{m}_7 \cdot \left(i_7 - i_6\right) + \dot{m}_{voda} \cdot \left(i_6 - i_{voda}\right)}{i_{1.1} - i_6}$$

$$\dot{m}_{1.1} = \frac{106,67 \cdot \left(535,4 - 400,08\right) + 0,15 \cdot \left(400,08 - 167,76\right)}{2789,46 - 400,08} = 6,05 \text{ t/h} \tag{2.115}$$

Zpětným dosazením do rovnice 2.114 lze spočítat hmotnostní tok za NTO.

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 - \dot{m}_{1.1} - \dot{m}_{voda}$$

$$\dot{m}_6 = 106,67 - 6,05 - 0,15 = 100,47 \text{ t/h} \tag{2.116}$$

2.3.2 Druhý odběr

Výpočet hmotnostního toku v druhém odběru bude probíhat obdobně jako u prvního odběru. Výchozím bodem pro výpočet bude v tomto případě bilanční rovnice pro NTO.

Bilanční rovnice pro NTO:

$$\dot{m}_{1.2}^{'} + \dot{m}_5 = \dot{m}_{1.2out}^{'} + \dot{m}_6 \tag{2.117}$$

$$\dot{m}_{1.2}^{'} \cdot i_{1.2}^{'} + \dot{m}_5 \cdot i_5 = \dot{m}_{1.2out}^{'} \cdot i_{1.2out}^{'} + \dot{m}_6 \cdot i_6 \tag{2.118}$$

V tomto případě nedochází k mísení, a proto jsou hmotnostní toky v jednotlivých větvích stejné na vstupu i výstupu. To znamená, že platí rovnosti $\dot{m}_5 = \dot{m}_6$ a $\dot{m}'_{1.2} = \dot{m}'_{1.2\,out}$. Rovnice 2.117 není potřebná a požadovanou hodnotu hmotnostního toku lze vypočítat pouze úpravou rovnice 2.118.

$$\dot{m}_{1.2}^{'} = \dot{m}_{1.2out}^{'} = \frac{\dot{m}_6 \cdot \left(i_6 - i_5\right)}{i_{1.2}^{'} - i_{1.2out}^{'}} \tag{2.119}$$

$$\dot{m}_{1.2}^{'} = \dot{m}_{1.2out}^{'} = \frac{106,67 \cdot \left(400,02 - 211,42\right)}{2556,3 - 235,86} = 8,168 \text{ t/h}$$

2.3.3 Kondenzátor ucpávkové páry a paroproudá vývěva

Stejně jako u výpočtu parametrů páry v kondenzátoru ucpávkové páry bude postup probíhat stejně a rozdělí se výměník na KUP a SJAE.

Bilanční rovnice pro SJAE:

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_{SJAE2} = \dot{m}_4^{'} + \dot{m}_{SJAE2}^{'} \tag{2.120}$$

$$\dot{m}_4 \cdot i_4 + \dot{m}_{SJAE2} \cdot i_{SJAE2} = \dot{m}_4^{'} \cdot i_4^{'} + \dot{m}_{SJAE2}^{'} \cdot i_{SJAE2}^{'} \tag{2.121}$$

Vyjádřením z rovnice 2.121 bude vypočteno množství zkondenzované páry na výstupu z SJAE.

$$\dot{m}_{SJAE2}^{'} = \frac{\dot{m}_4 \cdot i_4 + \dot{m}_{SJAE2} \cdot i_{SJAE2} - \dot{m}_4^{'} \cdot i_4^{'}}{i_{SJAE2}^{'}}$$

$$\dot{m}_{SJAE2}^{'} = \frac{100,47 \cdot 197,2 + 0,40 \cdot 3018,9 - 100,47 \cdot 208,2}{259,2} = 0,40 \text{ t/h} \tag{2.122}$$

Úplně stejný postup bude proveden pro výpočet výměníku KUP:

Bilanční rovnice pro KUP:

$$\dot{m}_4^{'} + \dot{m}_{UP2} = \dot{m}_5 + \dot{m}_{UP2}^{'} \tag{2.123}$$

$$\dot{m}_4^{'} \cdot i_4^{'} + \dot{m}_{UP2} \cdot i_{UP2} = \dot{m}_5 \cdot i_5 + \dot{m}_{UP2}^{'} \cdot i_{UP2}^{'} \tag{2.124}$$

Množství ucpávkové páry vstupující do KUP bylo převzato z projektu. Následným vyjádřením z rovnice 2.124 lze získat množství zkondenzované páry na výstupu z KUP.

$$\dot{m}_{UP2}^{'} = \frac{\dot{m}_4^{'} \cdot i_4^{'} + \dot{m}_{UP2} \cdot i_{UP2} - \dot{m}_5 \cdot i_5}{i_{UP2}^{'}}$$

$$\dot{m}_{UP2}^{'} = \frac{100,47 \cdot 208,2 + 0,122 \cdot 2934,8 - 100,47 \cdot 211,42}{270,3} = 0,122 \text{ t/h} \tag{2.125}$$

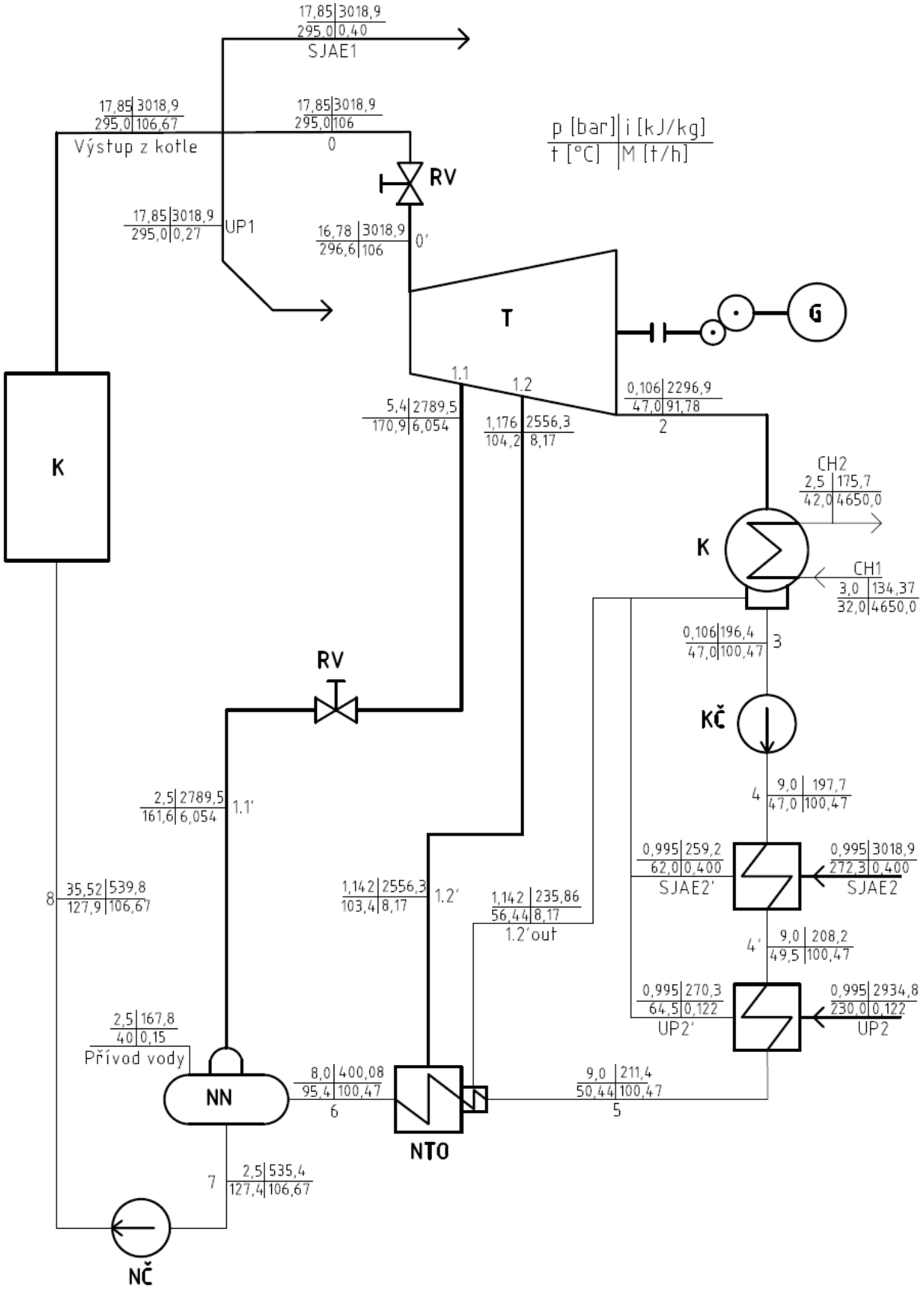
2.3.4 Výstup z turbíny

Po vypočtení hmotnostních toků pro jednotlivé odběry bude výpočet hmotnostního toku na výstupu z turbíny velmi jednoduchý. Stačí odečíst hmotnostní toky v jednotlivých odběrech od hmotnostního toku páry na vstupu z turbíny.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_0 - \dot{m}_{SJAE1} - \dot{m}_{UP1}\dot{m}_{1.1} - \dot{m}_{1.2}^{'}$$

$$\dot{m}_2 = 106,67 - 0,4 - 0,27 - 6,05 - 8,168 = 91,78 \text{ t/h} \tag{2.126}$$

2.3.5 Výsledné tepelné schéma



Obrázek 8: Výsledné teplené schéma oběhu

3 Systém hlavního kondenzátu

Funkcí systému hlavního kondenzátu je dopravovat zkondenzovanou páru zpět do oběhu k opětovnému využití. Kondenzace páry probíhá v kondenzátoru, kde se hodnota tlaku pohybuje pod hranicí atmosférického tlaku. Zkondenzovaná pára se ze sběrné nádrže kondenzátu odčerpává kondenzátními čerpadly do napájecí nádrže. Podrobnějšímu popisu systému hlavního kondenzátu je věnována kapitola 3.2.

3.1 Schéma systému hlavního kondenzátu

Jedná se o schéma sloužící k názornému zobrazení všech zařízení, které se v daném systému vyskytují. V této práci se jedná o schéma systému hlavního kondenzátu, kde je zmapována kompletní trasa kondenzátu napříč všemi systémy, ve kterých kondenzát vzniká, zpracovává se a následně využívá k dalším technologickým procesům. Každý komponent musí mít stejné označení na schématu a strojovně, aby byl identifikovatelný. K tomuto se využívá KKS značení.

3.1.1 KKS značení[4]

Identifikace jednotlivých zařízení, potrubí, armatur a jiných prvků je důležitá pro orientaci na výkresech nebo při komunikaci mezi dodavatelem a zákazníkem. Jedním ze způsobů, jak identifikovat komponenty v elektrárenském průmyslu, je systém značení KKS (Kraftwerk – Kennzeichensystem).

Na P&ID (Piping and Instrumentation Diagram) schématu systému hlavního kondenzátu je značení následující:

Systém

Jako systém je označována soustava strojů, zařízení, potrubí a přístrojů, které plní určitou funkci a účel v technologickém procesu. Systém je označován třemi písmeny.

- MAA – vysokotlaká část turbíny
- MAG – zařízení kondenzace
- MAJ – systém odsávání vzduchu z kondenzátoru
- MAW – systém ucpávkové, topné, chladící páry
- LCA – potrubní systém hlavního kondenzátu (kromě čerpadel a NT ohřevu)
- LCB – systém čerpadel hlavního kondenzátu
- LCE – systém kondenzátu pro vstřikování
- LCW – systém zahlcení a chlazení ucpávek

Za písemným označením se udává číselné značení vždy po desítkách (10, 20, 30, …). Změna číslování udává změnu konstrukčních parametrů (tlak, teplota, …).

Agregát

Agregát je stroj nebo zařízení, který se skládá z jednoho a více komponentů. Agregáty jsou označovány pomocí dvou písmen:

- AA – armatury včetně pohonů
- AC – výměníky tepla
- AP – čerpací soustrojí

- AT – čistící, filtrační a odlučovací zařízení
- BP – omezovače průtoku
- BR – potrubí
- CF – měření průtoku, množství
- CL – měření hladiny
- CP – měření tlaku
- CT – měření teploty

Číslování u armatur je tříčíselné a prvním číslem je označován typ armatury s důrazem na její pohon:

- 0 – armatury bez pohonu
- 1 – regulační armatury s pohonem
- 2 – uzavírací armatury s pohonem
- 3 – pojistné ventily
- 4 – solenoidové ventily
- 5 – zpětné armatury
- 6 – armatury odvodňovací a vypouštěcí
- 7 – armatury odvzdušňovací a zavzdušňovací
- 8 – oddělovací armatura na impulsním potrubí
- 9 – speciální armatury

Druhé a třetí číslo je určeno pro značení pořadí armatur ve stejné potrubní větvi. Primárně se využívá dekadické značení.

Potrubní větve jsou značeny písmeny BR, za kterými následují tři čísla. První číslo stanovuje účel potrubí v systému:

- 0 – všeobecné potrubí (doporučeno používat pro hlavní potrubní systémy)
- 1 až 5 – všeobecné potrubí (doplňkové, pokud nestačí 0)
- 6 – odvodňovací a vypouštěcí potrubí
- 7 – odvzdušňovací a zavzdušňovací potrubí
- 8 – impulsní měření pro potrubí
- 9 – neobsazeno

Druhé číslo slouží jako pořadové číslování potrubních větví. Číslování potrubních větví je dekadické. Pokud nastane situace, kdy počet potrubních větví v systému je více než devět, je nutné využít třetí rezervní číslo a začít tak nový systémem (například kdyby byla poslední potrubní větev v systému LCA10 značena BR090, tak dále pokračujeme značením systému LCA11 a BR010).

Měření se označuje opět třemi čísly. První číslo označuje druh použitého měření:

- 0 – přímé analogové signály
- 1 – přímé analogové signály (doplňkové, pokud nestačí 0)
- 2 – binární snímač
- 3 – binární snímač (doplňkové, pokud nestačí 2)
- 4 – zkušební a garanční měření, kontrolní odběry
- 5 – místní měření
- 6 – autonomní systém měření

- 7,8 – neobsazeno
- 9 – sdružený signál

Druhé a třetí číslo slouží k pořadovému číslování měření a začíná pro každou skupinu měřených veličin (teplota, tlak, hladina atd.) číslem 10.

KKS systému se nachází v symbolu měření ve spodní části. V horní části jsou uvedena dvě písmena, kde první písmeno zastupuje měřenou veličinu:

- F – průtok
- L – hladina
- P – tlak
- T – teplota

Druhé písmeno označuje doplňující funkce:

- I –analogové indikace
- O – binární indikace
- A – alarm
- R – záznam

Výsledné P&ID schéma systému hlavního kondenzátu bylo pro lepší čitelnost přiloženo k diplomové práci jako příloha B.

3.2 Obecný popis systému

Pára z turbíny je přivedena vstupním hrdlem do parního prostoru kondenzátoru MAG10AC010. V parním prostoru kondenzátoru jsou instalovány teplosměnné trubky, ve kterých proudí chladící voda a na kterých pára kondenzuje a odevzdává teplo chladícímu médiu. Vzniklý kondenzát stéká po trubkách do sběrné nádrže, která je umístěna ve spodní části kondenzátoru.

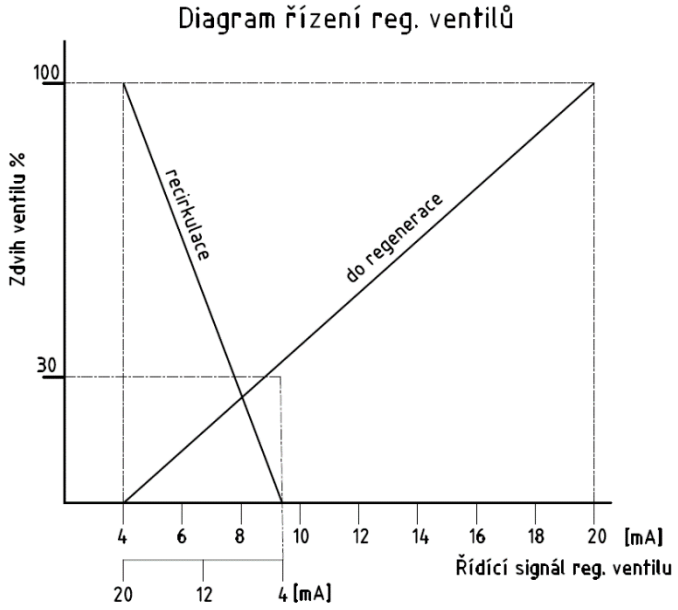
Kondenzát je dále čerpán ze sběrné nádrže pomocí kondenzátních čerpadel. Hrdlo sběrné nádrže je propojeno s hrdly kondenzátních čerpadel sacím potrubím. Toto potrubí se dělí na dva segmenty. Prvním z nich je společné sací potrubí, druhým z nich jsou sací potrubí pro jednotlivá kondenzátní čerpadla. Při pružném uložení kondenzátoru je sací potrubí vybaveno kompenzátory, které slouží k vyrovnávání dilatace způsobené pružným uložením kondenzátoru. V sacím potrubí každého čerpadla je umístěna uzavírací armatura a síto, které slouží k zachycení nečistot z kondenzátu. Vložka síta se mění po prvním spuštění čerpadla nebo po delší době odstávky.

Při odčerpávání kondenzátu z nádrže může docházet k problému v místě sacího hrdla čerpadla, kde se z kondenzátu uvolňují nekondenzující plyny, kdy při jejich shlukování klesá sací schopnost čerpadla. Z tohoto důvodu je do sacího potrubí čerpadla instalováno vakuové vyrovnávací potrubí, které odvádí nezkondenzované plyny zpět do parního prostoru kondenzátoru. Vyrovnávací potrubí musí být zavedeno do prostoru nad nejvyšší povolenou hladinu kondenzátu v nádrži. Pro toto potrubí je v sacím potrubí čerpadla určeno speciální hrdlo a světlý průměr vakuového potrubí musí být nejméně 25 mm.

Provedení čerpadel v systému je odvozeno od provozních podmínek turbíny a pracovních oblastí čerpadel. Je možné zvolit variantu dodávky dvou čerpadel, kde jedno čerpadlo je pracovní a druhé záskokové (tzv. provedení 1+1 neboli 2x100 %) nebo zvolit druhou možnost, kde jsou dodána tři čerpadla, kde dvě z nich jsou pracovní a jedno záskokové (tzv. provedení 2+1 neboli 3x50 %)

Na výtlačném potrubí čerpadel je umístěna zpětná klapka a uzavírací armatura. Jednotlivá výtlačná potrubí čerpadel jsou zavedena opět do společného výtlačného potrubí. Na společném výtlačném potrubí je nainstalován nejdříve chladič paroproudé vývěvy a následně kondenzátor ucpávkové páry. U obou zařízení se kondenzát, proudící ve výtlačném potrubí, využívá jako chladící médium. U kondenzátoru ucpávkové páry slouží ke zkondenzování páry, která je odsávána z ucpávek a u paroproudých vývěv slouží ke zkondenzování hnací páry, využívané v parních ejektorech.

Za kondenzátorem ucpávkové páry se nachází regulační ventil, který slouží k regulaci hladiny kondenzátu v kondenzátoru. I při plném uzavření regulačního ventilu, musí být zajištěn minimální průtok čerpadlem, aby nedošlo k jeho přehřátí. Pro tento případ je před regulačním ventilem instalována odbočka s regulačním ventilem, který slouží k recirkulaci kondenzátu do kondenzátoru. Tato odbočka je zaústěna zpět do horní části kondenzátoru, aby bylo dosaženo potřebné zchlazení kondenzátu, stékajícího po teplosměnných trubkách zpět do sběrné nádrže.



Obrázek 9: Řídící signál regulačního ventilu recirkulace[4]

Provozní podmínky, a tudíž i potřebný minimální průtok k provozu čerpadla, jsou uvedeny v jeho dokumentaci. Obecně platí, že minimální průtok je roven 25 % jmenovitého dopravovaného množství čerpadla. Pro kondenzátor ucpávkové páry a paroproudé vývěvy je také stanovena hodnota minimálního průtoku, při kterém jsou schopné spolehlivé fungovat. [4]

3.3 Druhy provozu[4]

3.3.1 Normální provoz

Během normálního provozu pára vystupující z turbíny vstupuje do kondenzátoru, kde kondenzuje a tím předává své teplo chladící vodě, která proudí v trubkovém svazku kondenzátoru.

Následně je kondenzát o teplotě 40 °C odčerpáván ze sběrné nádrže buď jedním kondenzátním čerpadlem (provedení 1+1) nebo dvěma čerpadly (provedení 2+1).

Konstantní zadaná výška hladiny ve sběrné nádrži je udržována regulačním ventilem. Ten se otevírá podle potřeby regulace. Pokud je výška hladiny vyšší než zadaná hodnota, začne se ventil pootevírat, pokud je výška hladiny menší než zadaná hodnota, začne se ventil přivírat.

3.3.2 Špičkový provoz

Při tomto provozu zůstávají všechny funkce systému stejné.

3.3.3 Najíždění systému

Před samotným spuštěním turbosoustrojí je zapotřebí zprovoznit všechny potřebné dílčí systémy. Systém kondenzátu je jedním z prvních systému, který je zapotřebí zprovoznit.

Postup najetí systému kondenzátu:

1. Sběrná nádrž kondenzátoru se naplní upravenou vodou po zadanou výšku.
2. Odvzdušní se kondenzátor. Následně je možné otevřít armatury na vstupu a výstupu, aby mohla trubkami protékat chladící voda.
3. Na straně hlavního kondenzátu je zapotřebí odvzdušnit kondenzátor ucpávkové páry. Odvzdušnění probíhá buď za pomocí paroproudých vývěv nebo vlastním ventilátorem. Následně se zprovozní průtok hlavního kondenzátu přes KUP.
4. Spustí se kondenzátní čerpadla a regulace hladiny ve sběrné nádrži a pomocí ruční uzavírací armatury naplníme potrubní systém kondenzátu po regulační ventil a recirkulaci.

3.3.4 Odstavení systému

Abychom mohli přistoupit k odstavení systému hlavního kondenzátu, je potřeba nejdříve odstavit systémy odsávání parovzdušné směsi a ucpávkové páry. Následně je nutné vyčkat, dokud tlak v kondenzátoru nevzroste na hodnotu 0,8 bar.

3.3.5 Stav pohotovosti

Při stavu pohotovosti musíme zajistit průtok chladící vody a recirkulace hlavního kondenzátu.

3.4 Výjimečné provozní podmínky[4]

Během provozu můžou nastat výjimečné situace, při kterých by mohlo dojít k nesprávnému fungování jednotlivých zařízení. Pro tyto případy musí být připravené ochranné prvky nebo opatření, které je v těchto situacích třeba dodržet, aby nedošlo k poškození zařízení nebo ohrožení bezpečnosti obsluhy.

3.4.1 Vysoká hladina ve sběrné nádrži kondenzátu

K překročení zadané výšky ve sběrné nádrži může dojít z několika příčin. Může to být způsobeno například výpadkem provozního kondenzátního čerpadla, špatnou činností regulace, nebo může dojít k porušení potrubí v kondenzátoru.

V případě výpadku kondenzátního čerpadla se uvede do provozu záložní čerpadlo, které odčerpá přebytečný kondenzát z nádrže.

Pokud nastane situace, kdy regulace nefunguje správně, je zapotřebí provést kontrolu regulačních prvků a v přetrvávajících potížích se hladina reguluje ručně.

V posledním případě může dojít k porušení trubky v kondenzátoru. Pokud by tato situace nastala, je zapotřebí odstavit turbínu, aby se zamezil přísun páry a následně odstavit proudění chladící vody v kondenzátoru, aby se mohla trubka v obou vodních komorách opravit. Pokud by nedošlo k odstavení, mohlo by nastat zaplavení části kondenzátoru, což by mělo za příčinu

zvýšení tlaku v kondenzátoru. Z tohoto důvodu je možné přistoupit ke dvoukomorové konstrukci kondenzátoru, přičemž pracuje půlka kondenzátoru, při sníženém výkonu turbíny a druhá půlka se opravuje.

3.4.2 Nízká hladina ve sběrné nádrži kondenzátu

Pokud nastane opačná situace, kdy je hladina ve sběrné nádrži naopak příliš nízká, je problém v nesprávné funkci regulace.

Stejně jako v předchozím případě je potřeba nejdříve zkontrolovat regulační prvky. Pokud by hladina dále klesala na minimální hladinu, dojde k automatickému vypnutí kondenzátních čerpadel.

3.4.3 Vysoký tlak v parním prostoru

Pokud dojde k porušení chladících čerpadel nebo uzavření armatur chladící vody na vstupu nebo výstupu, průtok chladící vody se sníží a v parním prostoru kondenzátoru dojde k nárustu tlaku.

V této situaci je nárust tlaku signalizován, a pokud by došlo k dalšímu nárustu tlaku, tak se turbína odstaví.

3.4.4 Velmi vysoký tlak v parním prostoru

Při nefunkčnosti předchozí elektronické kontroly, pokračuje dále nárust tlaku v parním prostoru.

Pro tento případ slouží pojistná membrána, která praskne při přetlaku 1 bar. Následně je zapotřebí turbínu ručně odstavit.

3.4.5 Vysoká teplota v parním prostoru

Pokud je turbína po delší dobu v provozu s nízkým výkonem, dochází uvnitř turbíny ke zvýšení teploty. Jako opatření se využívá vstřikování vody do parního prostoru turbíny.

4 Popis komponentů a jejich funkce

V této kapitole bude potrubní trasa kondenzátu rozdělena do jednotlivých segmentů a budou popsány funkce jednotlivých zařízení, armatur a potrubních prvků.

4.1 Kondenzátor

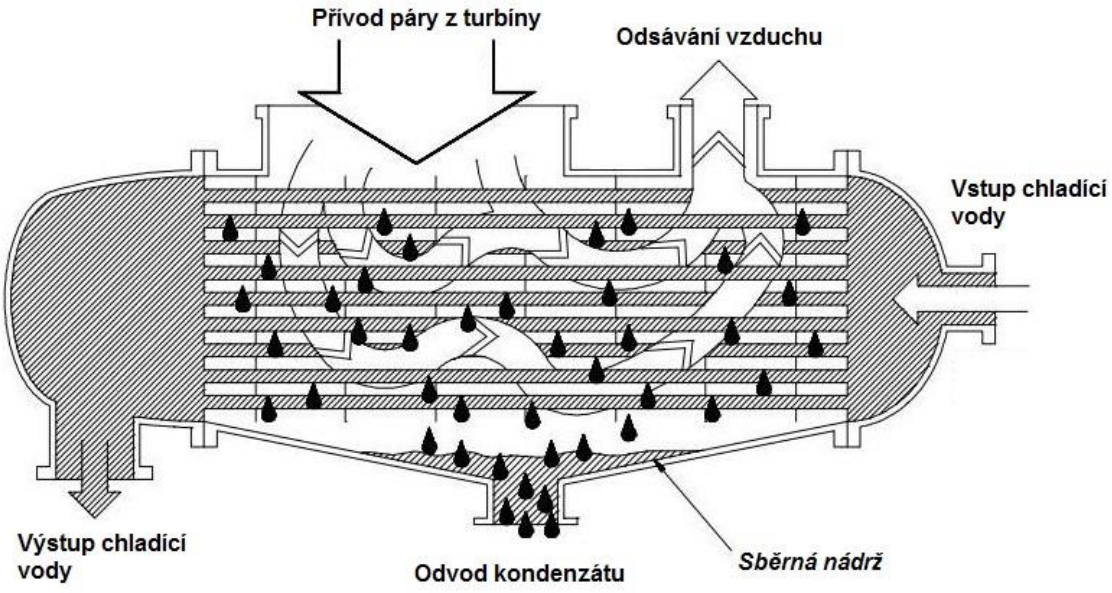
Kondenzátor je horizontální válcová nádoba s vestavěným trubkovým svazkem, v které dochází ke kondenzaci páry. Nádoba je rozdělena do dvou samostatných pracovních prostorů, parního a vodního.

Přes vstupní hrdla vstupuje chladící voda do přední vodní komory kondenzátoru, odkud dále proudí přes první část trubkového svazku do zadní vodní komory, kde se obrátí a proudí druhou částí trubkového svazku opět do přední komory, odkud odchází přes vstupní hrdla do potrubí systému chladící vody, již ohřátá voda.

Pára z turbíny vchází vstupním hrdlem do trubkového svazku parního prostoru kondenzátoru. Zde záleží na provedení výstupu páry z turbíny. Při radiálním výstupu páry z turbíny vstupuje pára do kondenzátoru shora, při axiálním provedení vstupuje pára do kondenzátoru z boku. Pára, vstupující do trubkového prostoru, kondenzuje na trubkách a předává teplo chladící vodě, která proudí uvnitř trubek ve vodní části kondenzátoru. Kondenzát stéká z trubek do sběrné nádrže, která je umístěna ve spodní části parního prostoru. Odtud je kondenzát odčerpávaný kondenzátními čerpadly zpět do napájecí nádrže.

Konstrukce vodního prostoru je dvoudílná. Vodní komory jsou od sebe oddělené, což umožňuje během provozu při sníženém výkonu turbíny odstavení jedné poloviny kondenzátoru na vodní straně za účelem inspekce a údržby. Vnitřní prostor vodních komor je opatřen ochranným nátěrem. Vodní komory jsou vybavené víky. Víka se skládají ze dvou dílu, přičemž každý z nich je opatřen závěsem, který umožňuje otevření ½ víka.

Konstrukce parního prostoru je celosvařená. Uvnitř tohoto prostoru se nachází trubkovnice, které oddělují vodní prostor od parního. Trubky jsou do trubkovnic zaválcovány a jsou podepřeny mezistěnami, aby byla umožněna dilatace trubek a zároveň zamezeno jejich rozkmitání.[4]



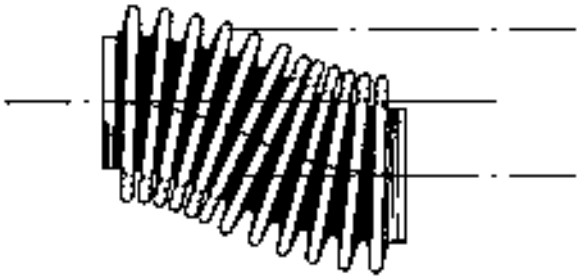
Obrázek 10: Řez kondenzátorem[5]

4.2 Sací potrubí kondenzátních čerpadel

Funkcí sacího potrubí je dopravit vzniklý kondenzát ze sběrné nádrže kondenzátoru do kondenzátních čerpadel. Tlak kondenzátu v kondenzátoru se pohybuje na mezi sytosti. Kondenzátní čerpadla musí být umístěna pod sací hladinou z důvodů nátokové výšky, což je maximální dovolená sací výška, která zaručuje provoz čerpadla, aniž by docházelo ke kavitaci[1].

4.2.1 Laterální kompenzátor

Laterální kompenzátor je instalován na potrubí za výstupním hrdlem sběrné nádrže. Funkce laterálního kompenzátoru je vyrovnávat příčný pohyb potrubí a pružné uložení kondenzátoru při tepelné dilataci. Kondenzátor je uložen na pružinách, a tudíž je potřeba vykompenzovat jeho pohyb nahoru a dolů, zatímco při tepelné dilataci potrubí je potřeba vyrovnat vyosení potrubí do stran. Laterální pohyb kompenzátoru, viz Obrázek 11.



Obrázek 11: Laterální pohyb kompenzátoru[6]

Součástí konstrukce laterálního kompenzátoru je pružný vlnovec. Kompenzátor muže být do potrubí buď přivařen, nebo namontován přírubovým spojem. Kompenzátor je možné vybavit spojovacími tyčemi, které slouží k tlumení lehkého zatížení nebo s kloubovým otočným přepětím, které je konstruováno, aby bylo schopno pohlcovat velké zatížení. Pokud dojde k porušení vlnovcového kompenzátoru je potřeba jeho výměna za nový kus, jelikož jsou neopravitelné.[7],[8]

Obrázek 12: Laterální kompenzátor se spojovacími tyčemi[9]

[1] Popis kavitace v kapitole 4.2.4

4.2.2 Ruční uzavírací armatura

Funkcí ruční uzavírací armatury je povolit nebo úplně zamezit průtok kondenzátu potrubím. Každé čerpadlo má na svém sacím potrubí nainstalovanou jednu ruční uzavírací armaturu. Armatura se uzavře pří údržbě čerpadla nebo pokud je zapotřebí provést výměnu čerpadla. Během normálního provozu je nutné mít uzavírací armatury na vstupu obou čerpadel (jak provozního, tak záskokového) otevřené. Pokud by totiž došlo k poruše pracovního čerpadla, musí být záskokové čerpadlo okamžitě připraveno k provozu.[10]

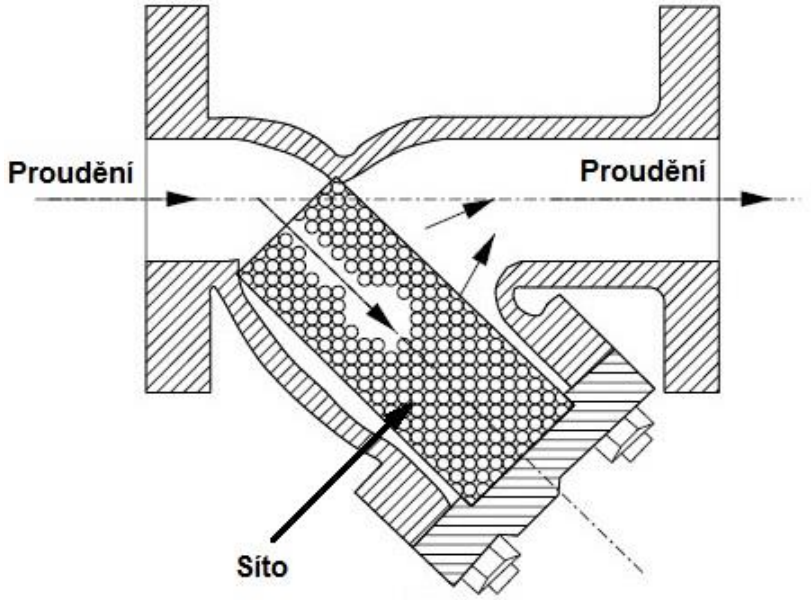
Obrázek 13: Dvoupřírubová uzavírací armatura[11]

4.2.3 Filtry

Filtry slouží k zachytávání nečistot, vyskytujících se, v kondenzátu před jeho vstupem do kondenzátního čerpadla.

Obrázek 14: Filtr[12]

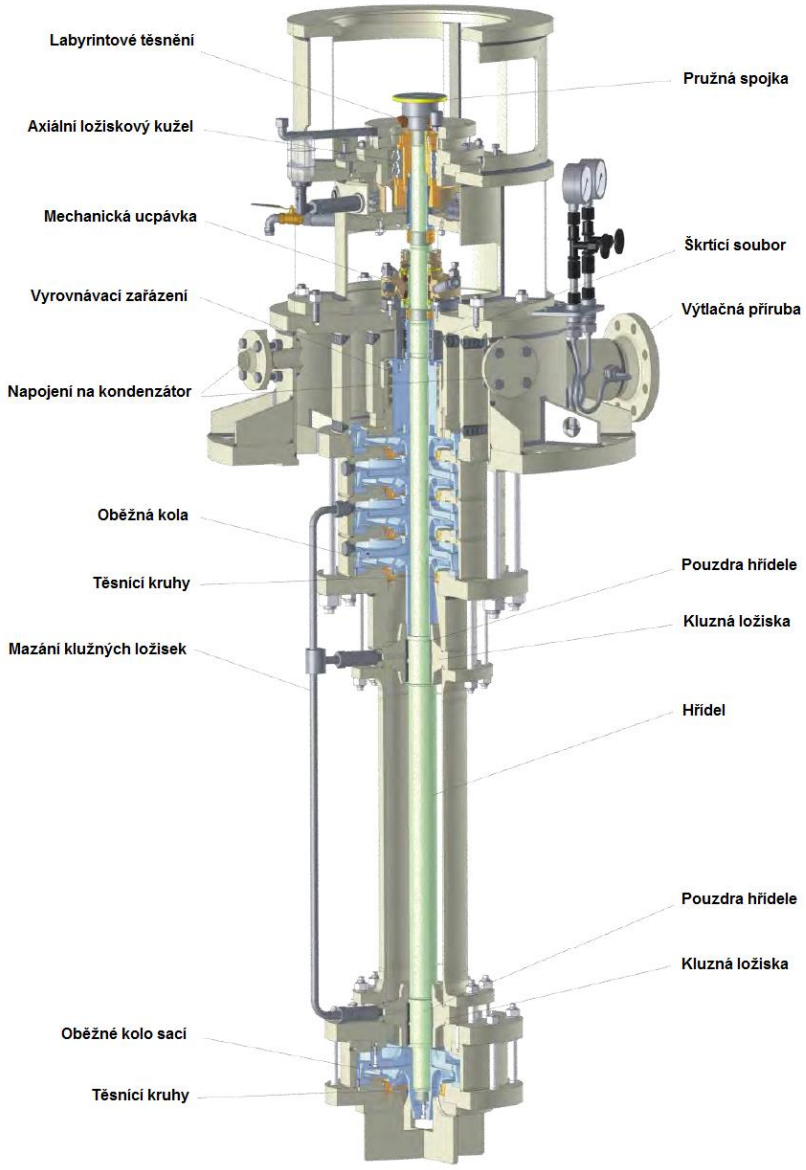
Nejdůležitějším prvkem filtru je síto. Jedná se o drátěný koš, který se po prvním spuštění nebo dlouhodobější odstávce kondenzátního čerpadla vyjme z filtru a je nutné ho vyčistit. Při větším znečištění síta by mohlo dojít ke zvýšení místní tlakové ztráty a tím k zvýšení samotné tlakové ztráty. Tato tlaková diference může mít za příčinu, že čerpadlo začne kavitovat. V tomto případě je nutné přejít k výměně vložky síta za novou.[13]



Obrázek 15: Řez filtrem[14]

4.2.4 Kondenzátní čerpadlo

Kondenzátní čerpadla jsou nezbytnou součástí systému hlavního kondenzátu. Tyto čerpadla, jsou uzpůsobeny, aby byly schopné přepravovat pracovní tekutinu pohybující se na hranici meze sytosti. V systému hlavního kondenzátu má funkci odvádět zkondenzovanou páru ze sběrné nádrže zpět do parního okruhu nebo naopak odvádět nežádoucí kondenzát z míst, odkud není schopen samovolně odtéct.



Obrázek 16: Detailní řez kondenzátním čerpadlem[15]

Regulace čerpadel

Během dimenzování oběhových čerpadel je potřeba uvažovat nad tím, že čerpadlo pracuje v plném výkonu pouze v 10 % z celkového otopného období. To znamená, že je maximálně zatěžováno pár dní v roce a po zbytek roku pracuje pouze částečně podle potřeby. I přesto, že je většinu času čerpadlo pouze částečně zatěžováno musí být čerpadlo dimenzováno pro plné zatížení, aby při maximálním zatížení nedošlo k podzásobení oběhu. V opačném případě, kdy je

soustava provozována ve sníženém výkonu, potřebujeme naopak množství čerpané látky regulovat.

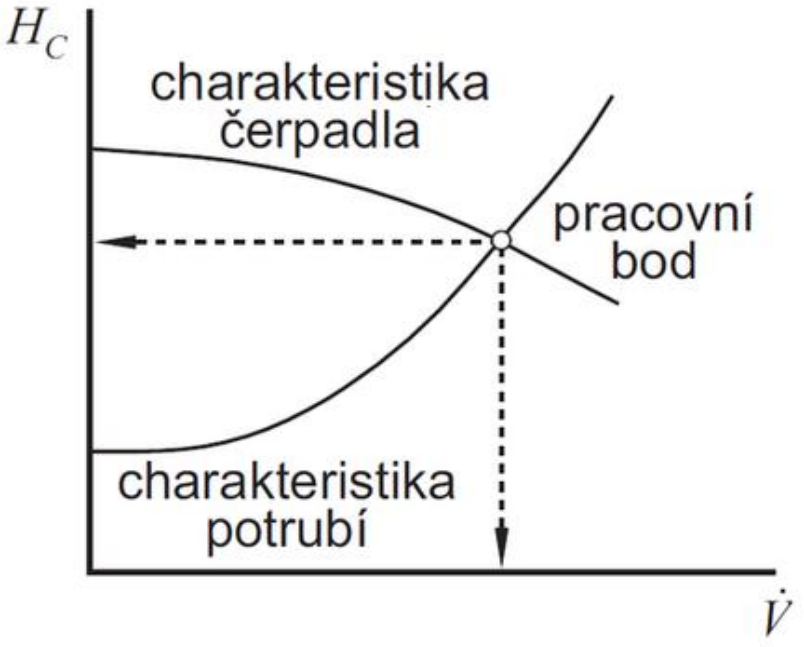
V současné době jsou nejvíce využívány následující způsoby regulace čerpadel:

- regulace pomocí změny otáček
- regulace škrcením
- regulace pomocí natáčení statorových a rotorových lopatek

Regulace škrcením

Při dimenzování čerpadel firmou Siemens Energy se využívá způsob regulace čerpadel škrcením. K této regulaci se využívají škrtící nebo regulační armatury. Regulace škrcením spočívá ve vytvoření záměrné tlakové ztráty na výtlaku čerpadla a snížení objemového průtoku kondenzátu. Tento způsob regulace má své výhody i nevýhody. Výhodou jsou nízké náklady na regulační zařízení a je vhodné tento způsob využívat při maximálních provozních zatíženích. Nevýhodou je potřeba využít škrtící nebo regulační armatury. Tento způsob je také značně neekonomický. Při škrcení je totiž velká energie promarněna na škrtící nebo regulační armatuře a pro přetlačení ztrát je zapotřebí spotřebovat velké množství práce čerpadla.[16]

Obrázek 17 znázorňuje charakteristiku čerpadla, potrubí a pracovního bodu čerpadla, který je průsečíkem těchto dvou charakteristik. Právě na optimalizaci pracovního bodu během regulace záleží. Charakteristika čerpadla je dodávána výrobcem čerpadla, a tudíž je pevná a nedá se měnit. Optimalizaci pracovního bodu lze docílit pouze změnou potrubní charakteristiky a tím i polohy pracovního bodu čerpadla.



Obrázek 17: Charakteristika čerpadla, potrubí a pracovního bodu[17]

Typy čerpadel pro přepravu kondenzátu

Podle [18] se kondenzátní čerpadla rozdělují do dvou základních skupin. Podle konstrukce čerpadla nebo podle účelu využití. Jako další rozdělení se také uvádí rozdělení podle materiálu anebo způsobu přeměny práce na tlakovou energii.

Rozdělení čerpadel podle konstrukce:

- Odstředivá čerpadla – Odstředivá čerpadla pracují na principu odstředivé síly, pomocí které dosáhnou zrychlení čerpaného média, které se následně v difuzoru zbrzdí. Kinetická energie získaná při zbrzdění se následně přemění na energii tlakovou.
- Objemová čerpadla – U objemových čerpadel pak dosáhneme přeměny energie na tlakovou energii pomocí mechanické energie dodávané motorem čerpadla tím, že píst čerpadla tlačí přímo na kapalinu. Určitý objem kapaliny se nasaje do pracovního prostoru a poté je čerpadlem vytlačen.

U obou čerpadel nám hrozí vznik kavitace. Tento problém se dá eliminovat využitím stlačeného vzduchu nebo páry, jako hnacího média k uvedení kondenzátu do pohybu. Při využití této možnosti riziko kavitace zaniká.[19],[20]

Kondenzát může obsahovat látky nebo částice, které můžou zařízení značně opotřebovávat, například různé chemikálie pro úpravu vody, mikroby nebo prach, a proto je nutné pečlivě volit vhodný materiál pro výrobu čerpadla.

Rozdělení materiálů pro výrobu čerpadel[18]:

- Plasty – plasty se využívají převážně díky svojí cenové dostupnosti. Jejich korozivzdornost vůči kyselinám a různým chemikáliím je velmi dobrá
- Nerezová ocel – slitiny z nerezové oceli dokážou poskytnout velmi dobrou ochranu před chemickou korozí a jsou schopny odolávat vyšším tlakům než většina plastů.
- Litiny – litina pak zaručuje vynikající pevnost a odolnost vůči oděru při vysokých tlacích.

Rozdělení čerpadel podle využití:

- Hydrostatické čerpadlo – Při vyšších tlacích a menších objemových průtocích se využívají hydrostatická čerpadla. Čerpadla hydrostatická jsou větší a složitější konstrukce, čímž jsou náročnější na údržbu.
- Hydrodynamické čerpadlo – Při nižších tlacích a vyšších objemových průtocích se zase využívají hydrodynamická čerpadla. Čerpadla hydrodynamická mají menší účinnost, z důvodu větších ztrát.

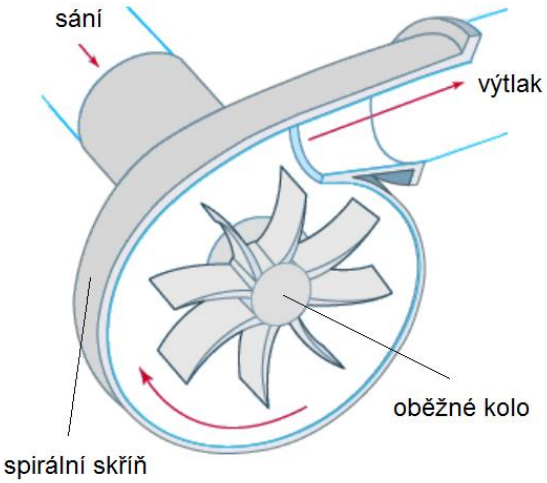
Ve firmě Siemens Energy se využívají hydrodynamická odstředivá článková čerpadla. Podle dispozičních možností se volí mezi horizontálním nebo vertikálním provedením. V odstavcích níže budou proto popsány tři základní provedení hydrodynamických čerpadel.

Radiální hydrodynamické čerpadlo

Radiální neboli odstředivé čerpadlo je obecně jedním z nejpoužívanějších typů čerpadel, které se využívá prakticky ve všech oblastech od domácích účelů až po využití ve vodárnách, čističkách. Tento typ čerpadla není tak citlivý na kvalitu kondenzátu a pracuje velmi dobře i s kondenzátem obsahujícím nečistoty.

Hlavní části, ze kterých se odstředivé čerpadlo skládá, jsou oběžné kolo, převaděč a spirální skříň. U odstředivého čerpadla je hřídel propojena s oběžným kolem se zakřivenými lopatkami. Přitékající kapalina se při dotyku s lopatkami urychluje, proto má na vnějším obvodu kola vyšší rychlost než při jejím nasátí. Kapalina se zvýšenou rychlostí je vytlačena z oběžného kola, kde je následně zbrzděna difuzorem a kinetická energie kapaliny se mění na energii tlakovou ve spirálové skříni. [21]

Odstředivá čerpadla nejsou vhodná pro přerušovaný chod, kde by se střídalo jejich časté vypínaní a zapínání. Nehodí se pro čerpání pastovitých, pevných nebo sypkých materiálů. Sací efekt odstředivého čerpadla je velmi slabý, a proto je potřeba odstředivé čerpadlo před jeho spuštěním nejdříve zavodnit. [22]



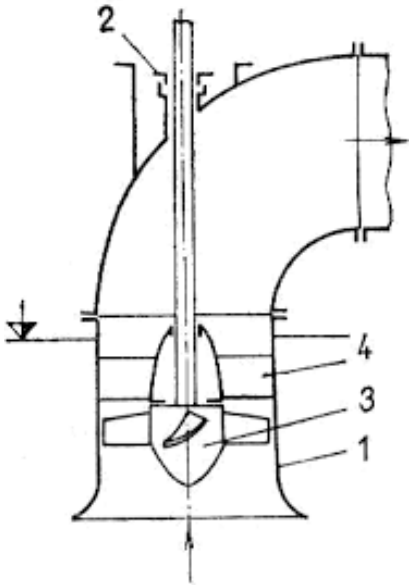
Obrázek 18 Popis radiálního hydrodynamického čerpadla[23]

Axiální hydrodynamické čerpadlo

Někdy bývají také označována jako vrtulová čerpadla. Axiální čerpadla jsou vhodná pro čerpání kapalin největších objemových průtoků, při minimálních dopravních výškách. Směr proudění kapaliny uvnitř je ve směru osy.

Všechny části tohoto čerpadla jsou uloženy ve válcové skříni. Skříň je opatřena ucpávkami, které slouží jako těsnění před únikem kapaliny podél hřídele. K náboji oběžného kola jsou připevněny dvě až šest lopatek. Lopatky jsou většinou pevně připojeny k oběžnému kolu nebo je možné pro regulaci čerpadla využít nastavitelné natáčivé lopatky. Za oběžným kolem je umístěno převáděcí kolo s nehybnými lopatkami, které slouží k usměrňování toku čerpané kapaliny.

Nejčastěji se tento typ čerpadla využívá ke zrychlení vody v oběhu a chladících systémech.[24]

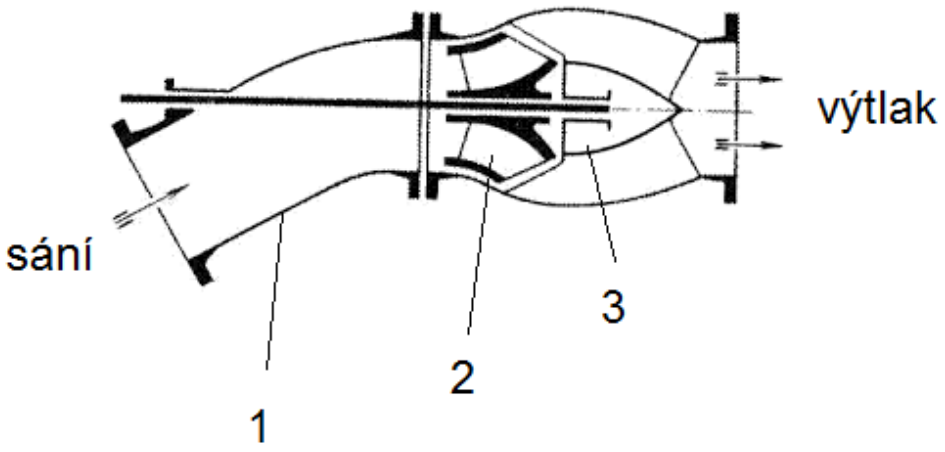


Obrázek 19: Popis axiálního hydrodynamického čerpadla: 1- válcová skříň, 2- ucpávka, 3- oběžné kolo, 4- lopatky převaděče[24]

Diagonální hydrodynamické čerpadlo

Diagonální čerpadla z pohledu konstrukce, vlastností a použití kombinací obou předchozích typů čerpadel. Má více způsobů provedení. Můžeme zvolit provedení oběžného kola podobající se spíše oběžnému kolu jako u axiálních čerpadel nebo zvolit provedení jako je u radiálních čerpadel. Spirální skříň se více blíží provedení skříni u radiálních čerpadel a za oběžným kolem jsou lopatky převaděče, používané u axiálních čerpadel.

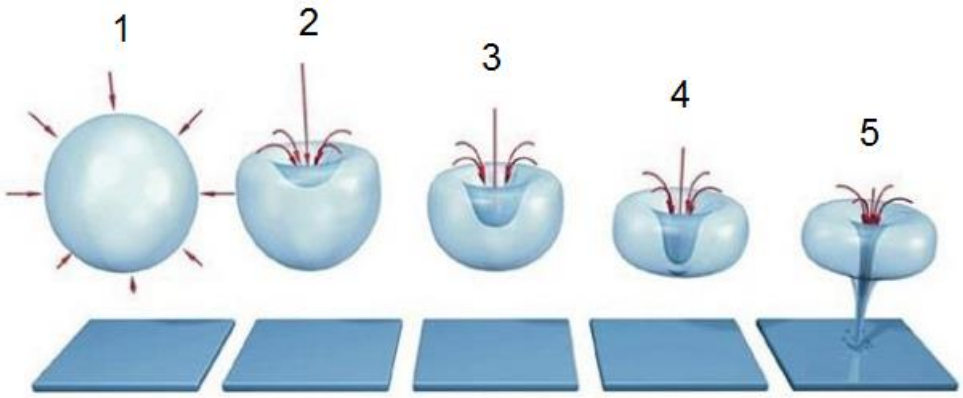
Využívají se k dopravě chladící vody na elektrárenských chladících věžích. Dále pak k odvodňování a zavodňování pro kanalizační účely.[25]



Obrázek 20 Popis diagonálního hydrodynamického čerpadla: 1- spirálová skříň, 2- oběžné kolo, 3- lopatky převaděče[25]

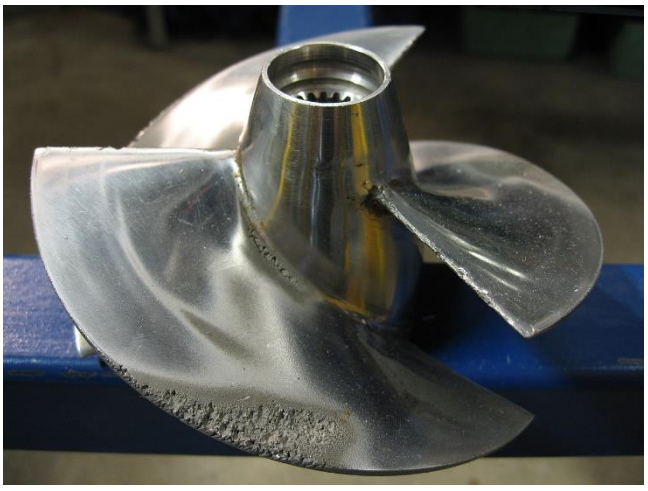
Kavitace

Kavitace je děj, při kterém dochází k vypařování kapaliny při normální teplotě v důsledku prudkého poklesu tlaku na tlak, blížící se tlaku nasycených par. Při vypařování kapaliny dochází k tvorbě malých bublinek, které jsou v prostoru dále unášeny proudem. Jakmile se bublinky dostanou opět do oblasti s vyšším tlakem, pára v bublinkách začne kondenzovat a dochází ke vzniku kavitačních dutin. Tyto kavitační dutiny se časem začnou zaplňovat rychle tekoucí okolní kapalinou a po úplném naplnění dutiny kapalinou dochází k rázu, tzv. implozi. Při takovéto implozi dochází ke značnému namáhání a rozrušení materiálu obtékaného tělesa.[16]



Obrázek 21: Průběh kavitace: obrázek 1- bublina vyplněná párou, obrázky 2-5- postupné plnění kavitační dutiny kapalinou, obrázek 5- imploze[26]

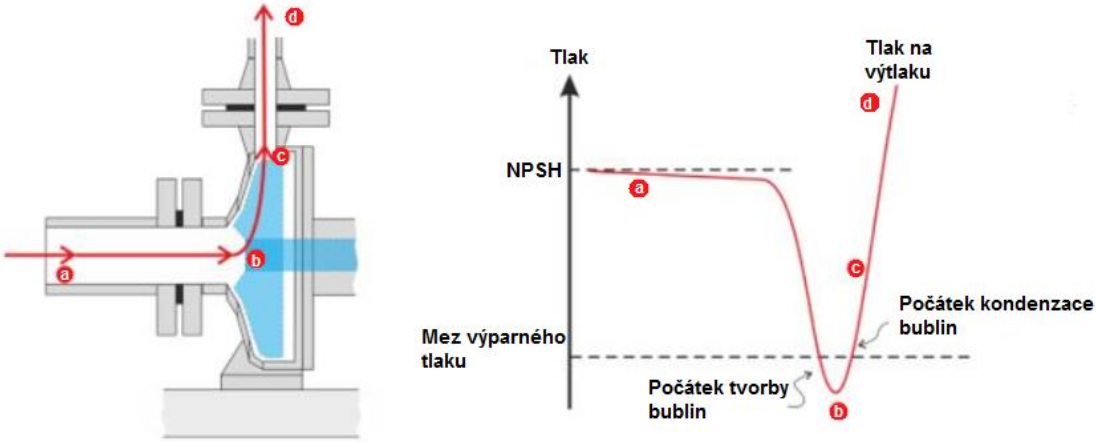
Kavitace je nežádoucí jev, který se vyskytuje u hydraulických rotačních strojů, jako jsou oběžná kola čerpadel/turbín, armatury, různé proudové přístroje a hydrodynamická ložiska. Způsobuje narušení spojitosti materiálů, čímž následně ovlivňuje účinnost a životnost daného stroje, a proto se snažíme při provozu vzniku kavitace předcházet.



Obrázek 22: Součást poškozená kavitací[27]

U čerpadel je důležitá hodnota NPSH. Tato hodnota vyjadřuje pokles tlakové energie na sání čerpadla, která je závislá na výšce vodního sloupce. Hodnota NPSH je uvedena v technické dokumentaci čerpadla. Obrázek 23 znázorňuje charakteristiku průběhu tlaku v čerpadle. V prvním bodě je vidět, že tlak v čerpadle nejdříve klesne o hodnotu NPSH a poté se zvýší na tlak, potřebný k výtlaku kapaliny z čerpadla. Během tohoto procesu nesmí tlak kapaliny poklesnout

pod tlak nasycených par, při kterém dochází k uvolňování rozpuštěných plynů z kondenzátu, které by zapříčinily vznik kavitace uvnitř čerpadla.[28] Vždy je nutné ověřit, že hodnota NPSHA (skutečná pozitivní sací výška) je vyšší, než hodnota NPSHR (požadovaná pozitivní sací výška), která je udávaná výrobcem.[4]



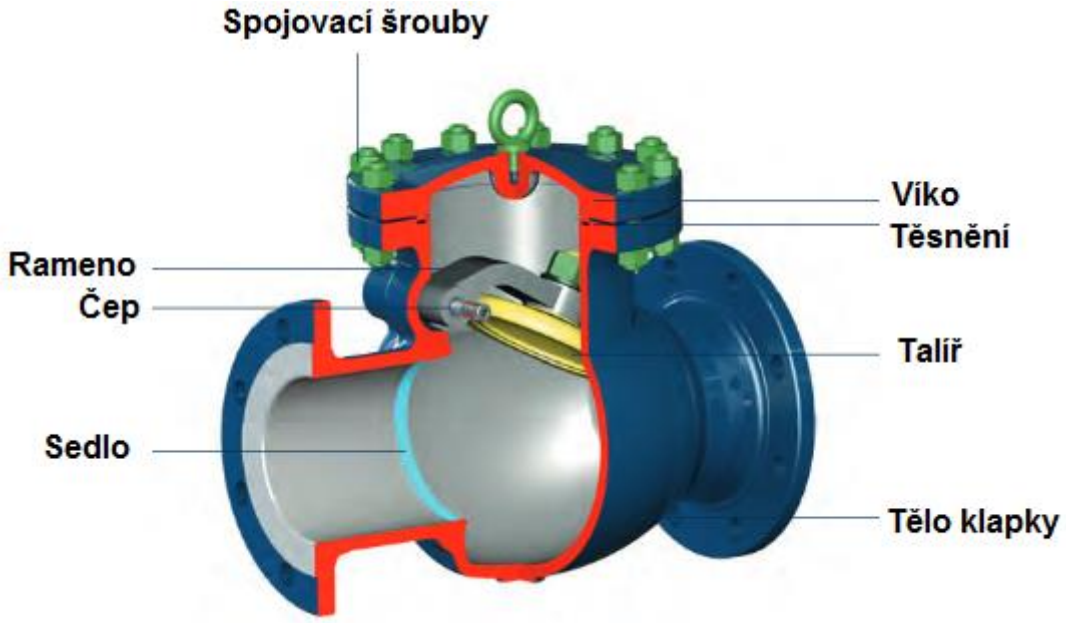
Obrázek 23: Charakteristika tlaku při průchodu čerpadlem[29]

4.3 Výtlačné potrubí kondenzátních čerpadel

Výtlačné potrubí slouží k dopravě kondenzátu do napájecí nádrže. Kondenzát touto trasou prochází přes kondenzátor ucpávkové páry a nízkotlakou regeneraci, kde je kondenzát ohříván a čímž dosáhneme vyšší účinnosti celého cyklu.

4.3.1 Zpětná klapka

Zpětné klapky jsou instalovány na výtlaku kondenzátního čerpadla, kde slouží k zamezení zpětného proudění. Klapka se nedá nijak regulovat. Funguje na samovolném principu, kdy je ve směru proudění otevřená a zpětně neprůchozí. Víko zpětné klapky je přišroubované k tělu klapky a obsahuje těsnění.[30]



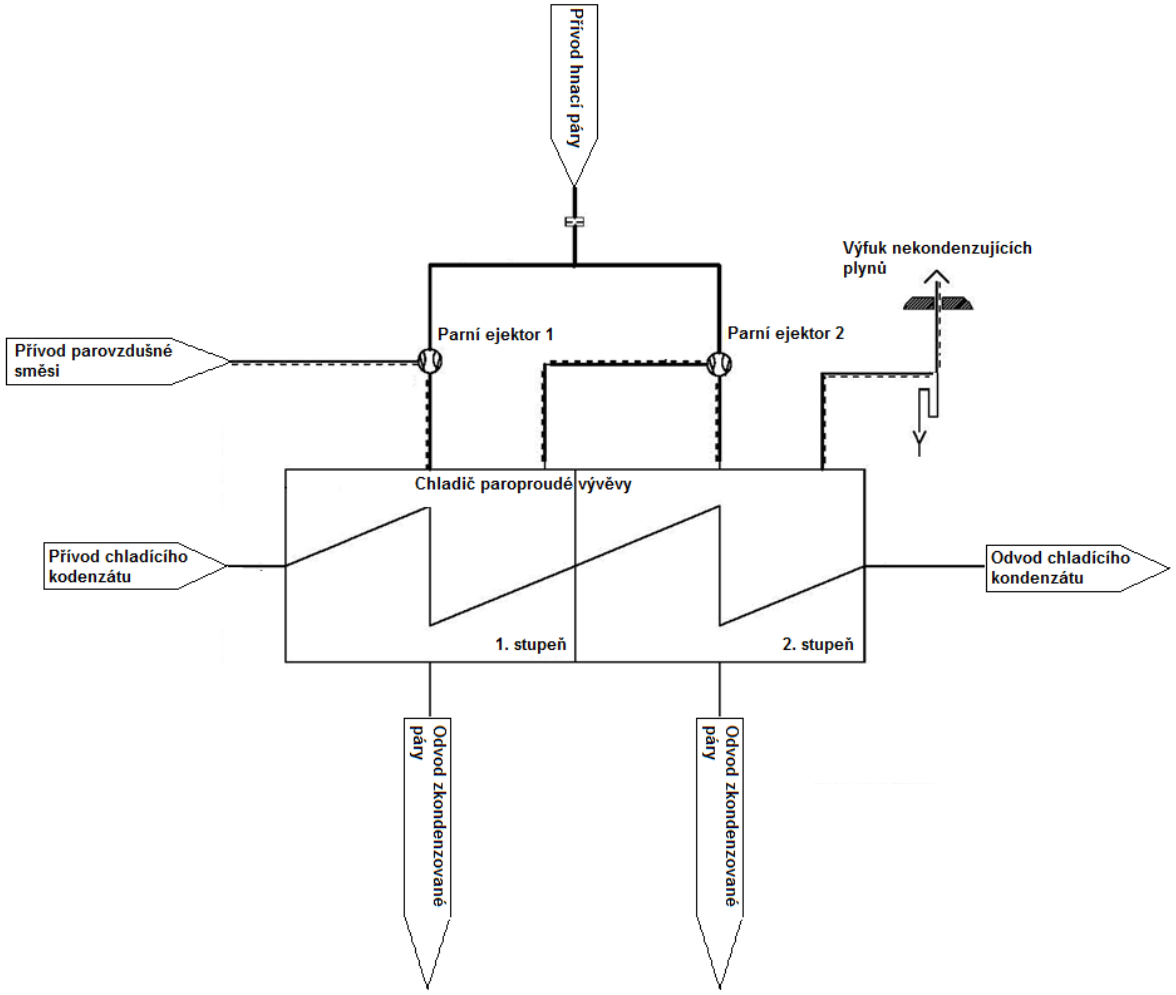
Obrázek 24: Zpětná klapka[31]

4.3.2 Ruční uzavírací armatura

Na výtlačném potrubí kondenzátních čerpadel je nutné instalovat ruční uzavírací armatury, aby při opětovném najetí čerpadla nenajížděl do potrubí bez protitlaku. Kromě této funkce, plní stejnou úlohu a mají stejné konstrukční provedení jako ruční uzavírací klapky v kapitole 4.2.2.[10]

4.3.3 Chladič paroproudé vývěvy

Chladič paroproudé vývěvy je rozdělen, stejně tak jako paroproudá vývěva, na dva stupně. V prvním stupni vývěvy se pomocí expanze navýší rychlost hnací páry, která následně unáší parovzdušnou směs, odsátou z kondenzátoru, do difuzoru, z kterého vstupuje do prvního stupně chladiče paroproudé vývěvy. V teplosměnných trubkách chladiče proudí kondenzát, který přebírá tepelnou energii parovzdušné směsi.

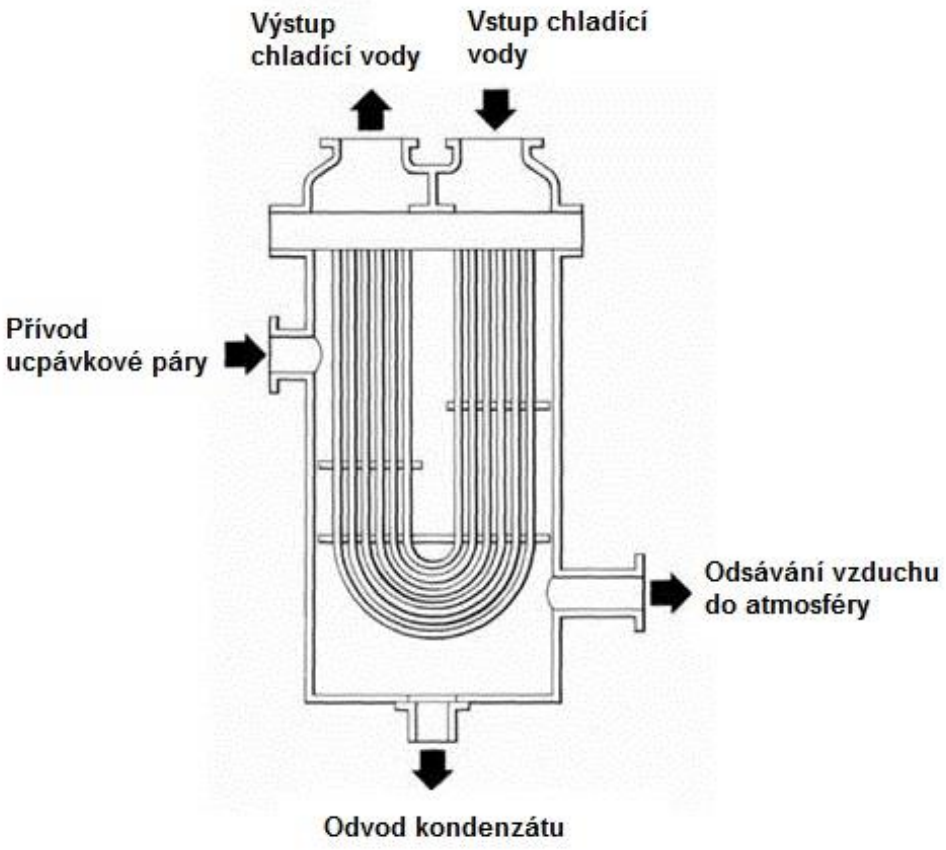


Obrázek 25: Schéma chladiče paroproudé vývěvy[4]

Stejný děj se odehrává v druhém stupni vývěvy, který slouží k odsávání nekondenzujících plynů a zbytkové nezkondenzované páry z prvního stupně. V difuzoru jsou nezkondenzované plyny a zbytková pára stlačeny na atmosférický tlak, odkud jsou přivedeny k druhému stupni chladiče paroproudé vývěvy. Zbytková pára předává své teplo kondenzátu, proudícímu v teplosměnných trubkách chladiče, zatímco nezkondenzované plyny jsou z povrchového chladiče odvedeny výfukovým hrdlem do volného prostoru.[4]

4.3.4 Kondenzátor ucpávkové páry

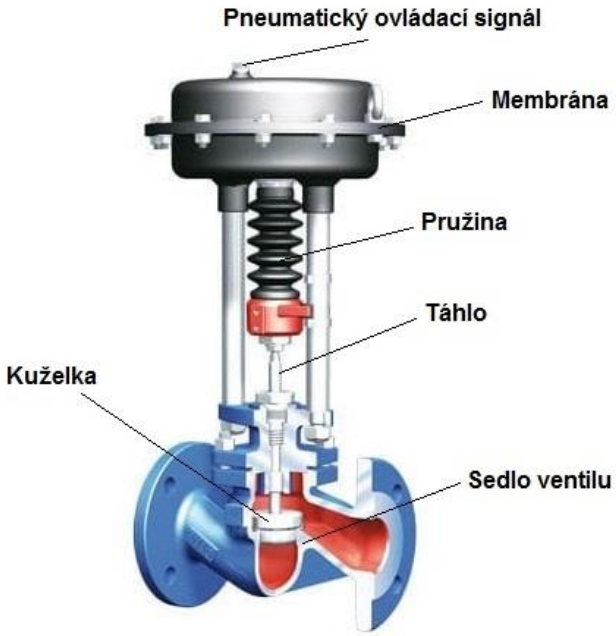
Kondenzátor ucpávkové páry je zařízení, v kterém kondenzuje ucpávková pára, sloužící k zahlcování ucpávek turbíny. Stejně jako u kondenzátoru se jedná o trubkový výměník, který je rozdělen na parní a vodní prostor. Pomocí ventilátoru je v systému udržován mírný podtlak, který slouží k odsávání parovzdušné směsi. Vzduch je odváděn ventilátorem do atmosféry, zatímco pára kondenzuje v kondenzátoru ucpávkové páry. Vzniklý kondenzát je přes plovákový odváděč zaveden do expanzní trubky kondenzátoru nad nejvyšší hladinu kondenzátu ve sběrné nádrži kondenzátu.[4]



Obrázek 26: Řez kondenzátorem ucpávkové páry[32]

4.3.5 Regulační ventil

Funkce těchto ventilů byla naznačena v kapitole 3.2. Tyto ventily jsou standardně dodávány s jednočinným pneumatickým pohonem. K jejich dimenzování je potřeba znát kompletní provozní stavy média, tj. minimální a maximální průtoky média a tlak na vstupní a výstupní straně regulačního ventilu.[33]



Obrázek 27: Popis regulačního ventilu s pneumatickým pohonem[34]

Před každým regulačním ventilem se nachází odbočka, na které je instalována uzavírací armatura, která zastupuje funkci ventilu, pokud je zapotřebí regulační ventil opravit nebo vyměnit.

4.3.6 Ruční uzavírací armatura

Všechny výměníky na potrubní trase jsou opatřeny uzavíracími armaturami. Dvě armatury jsou na primární potrubní větvi, jedna je na vstupu do výměníku, druhá je na výstupu z výměníku. Třetí se instaluje na sekundární větvi. Během normálního provozu jsou klapky na primární větvi otevřené a kondenzát proudí přes výměníky.

Při údržbě nebo výměně výměníku se klapky před a za výměníkem uzavřou a otevře se klapka na sekundární větvi, aby byl zpřístupněn kontinuální průtok kondenzátu.[10]

4.3.7 Nízkotlaký ohřívák

Funkcí nízkotlakového ohříváku je ohřát kondenzát před vstupem do napájecí nádrže na požadovanou hodnotu. K ohřátí vody se využívá odběrová pára, která je odebírána z turbíny. Pára se v ohříváku pohybuje na mezi sytosti a je následně zavedena do kondenzátoru ke kondenzaci.[35]

5 Tlakové ztráty

Při proudění uvnitř potrubí dochází ke tření pracovní tekutiny s plochou potrubí. Při tomto tření dochází k disipaci kinetické energie na tepelnou. Každá přeměna energie je doprovázena ztrátami, vlivem kterých klesá celkový tlak podél potrubí.

Celkovou tlakovou ztrátu v potrubí lze rozdělit na ztrátu místní a třecí. Tlaková ztráta je určena vztahem 5.1 a je závislá na rychlosti a hustotě pracovní tekutiny v potrubí a součiniteli tlakové ztráty ξ. Součinitel tlakové ztráty se dále dělí na třecí součinitel přímého potrubí ξ_T a součinitel místní ztráty ξ_M. Třecí součinitel se spočítá pomocí vztahu 5.3, kde λ značí součinitel tření povrchu potrubí, L značí délku potrubí a d_i je vnitřní průměr potrubí. K výpočtu je využita literatura [3], pokud není uvedeno jinak.

$$\Delta p_z = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \xi \tag{5.1}$$

$$\xi = \xi_T + \xi_M \tag{5.2}$$

$$\xi_T = \lambda \cdot \frac{L}{d_i} \tag{5.3}$$

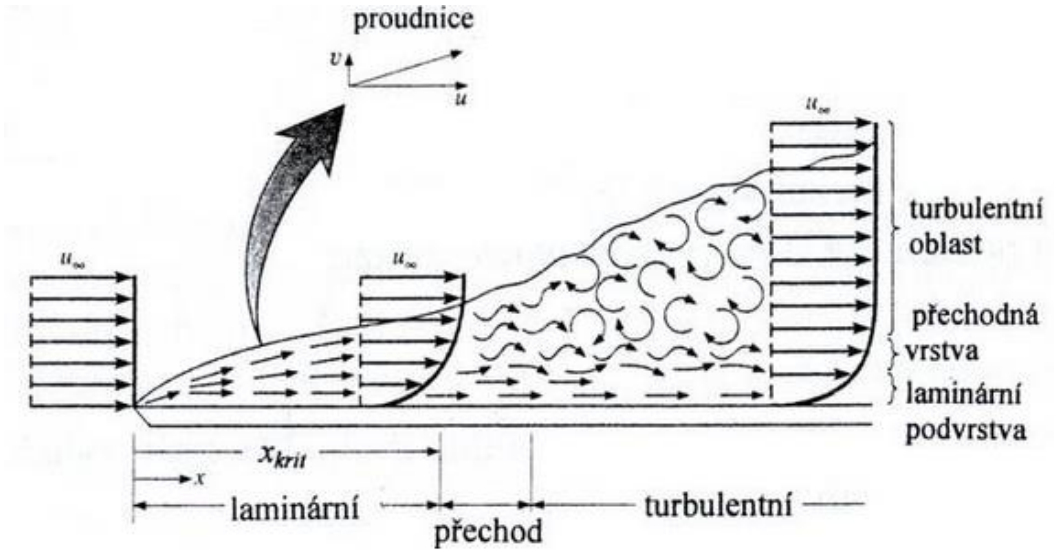
Spojením výše uvedených vztahů dostaneme rovnici pro výpočet celkové tlakové ztráty v potrubí:

$$\Delta p_z = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\sum \xi_M + \lambda \frac{L}{d_i} \right) \tag{5.4}$$

5.1 Tlaková ztráta třením

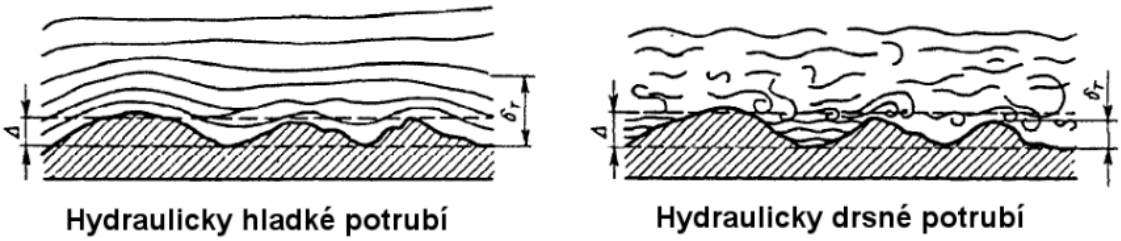
Tlaková ztráta třením je způsobena drsností povrchu uvnitř potrubí. Pro určení ztráty třením je důležité nejdříve určit o jaký typ proudění se jedná. Podle[36],[37] rozdělujeme proudění na:

- Laminární proudění – Proudění při velmi malých rychlostech. Vrstvy proudící kapaliny se po sobě posouvají a nedochází k jejich mísení. Rychlostní obraz je v čase konstantní. Vektory rychlosti jednotlivých částic proudící kapaliny jsou na sebe rovnoběžné. O laminární proudění se jedná, pokud je hodnota *Re* < 2320**.**
- Přechodné proudění – Přechodové proudění nastává při kritické hodnotě *Re*, tj při hodnotách v intervalu 2320 < *Re* < 4000. Proudění kapaliny přechází z laminárního proudění na turbulentní.
- Turbulentní proudění – Při vyšších rychlostech dochází k turbulentnímu proudění. Vrstvy proudící kapaliny se začínají různě křížit a dochází k jejich mísení. Průběh proudnic se v čase mění a začínají se rozpadat. Pro turbulentní proudění platí, že hodnota Reynoldsova čísla je *Re* > 4000.



Obrázek 28: Charakter rychlostního profilu v laminárním a turbulentním proudění[38]

Při laminárním proudění se ztráta třením zanedbává, ale v praxi tento typ proudění nemůže nastat. U turbulentního proudění záleží, jestli je povrch uvnitř potrubí hydraulicky drsný nebo hydraulicky hladký. V praxi se využívá převážně ocelové potrubí, tudíž budeme předpokládat hydraulicky drsný povrch.[37]



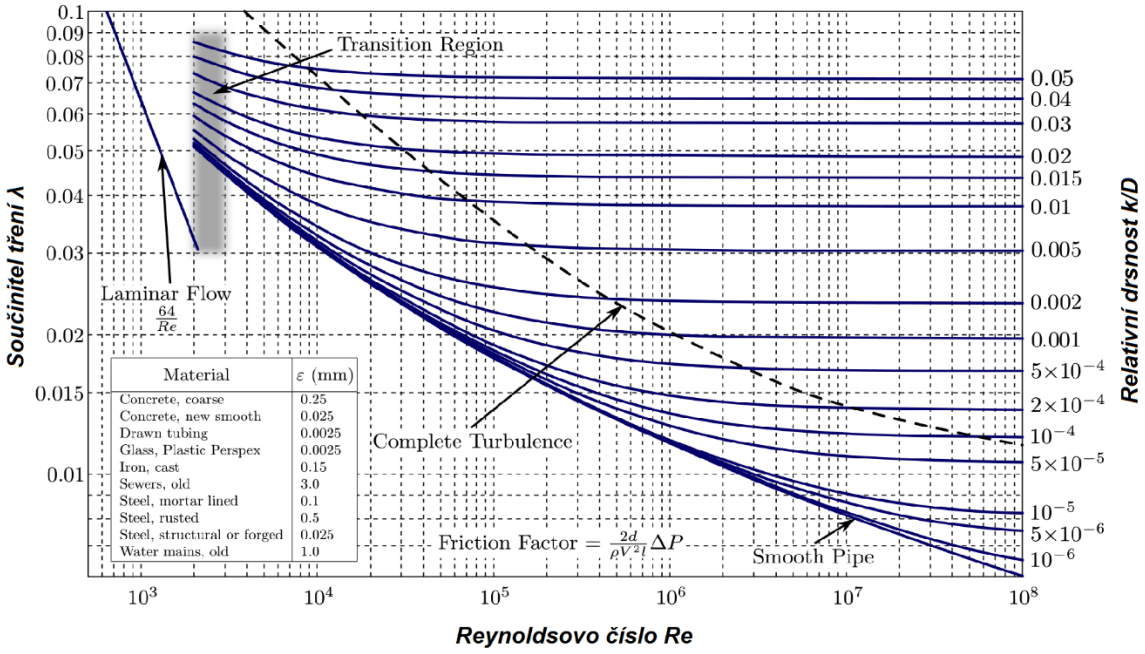
Obrázek 29: Rozdíl mezi hydraulicky hladkým a drsným potrubím[39]

Třecí součinitel λ pro dané potrubí lze odečíst z Moodyho diagramu, viz Obrázek 31. K tomu je zapotřebí spočítat Reynoldsovo číslo *Re* a relativní drsnost potrubí Δ, která se spočítá z poměru drsnosti potrubí *k*, která se volí na základě materiálu, viz Obrázek 30 a vnitřního průměru potrubí d_i.

Materiál (nového) běžného potrubí	Ekvivalentní stejnoměrná drsnost stěny potrubí *k*
Sklo, tažená mosaz, měď nebo olovo	hladká stěna
Ocel	0,05
Asfaltovaná litina	0,12
Pozink	0,15
Litina	0,25
Beton	0,30 – 3,0
Nýtovaná ocel	1,0 až 10,0

Obrázek 30: Ekvivalentní stejnosměrná drsnost stěny potrubí k[40]

Postup odečítání hodnot z Moodyho diagramu je následující. Na pravé straně se nachází hodnoty relativní drsnosti. Pomocí modrých křivek odpovídající hodnotě relativní drsnosti *k* lze najít průsečík s hodnotou Reynoldsova čísla, zobrazeném na horizontální ose. Následně lze odečíst hodnotu součinitele tření λ na levé vertikální ose, která odpovídá danému průsečíku.



Obrázek 31: Moodyho diagram[41]

5.2 Místní tlaková ztráta

Potrubní větev obsahuje kromě přímého potrubí také redukce, oblouky a odbočky různých tvarů a jsou na něm instalovány i další prvky jako jsou armatury, filtry a měřící zařízení. I v těchto prvcích vzniká tlaková ztráta, kterou nazýváme místní ztráta. Pro výpočet místní ztráty je potřeba znát ztrátový součinitel ξ_M daného prvku.[42]

5.3 Princip výpočtu tlakových ztrát

K výpočtu byl vytvořen program v Microsoft Excel, který byl navržen pro výpočet tlakových ztrát na trase hlavního kondenzátu pro firmu Siemens Energy. Potrubní trasa je rozdělena do čtyř segmentů. První segment je společné sací potrubí mezi sběrnou nádrží kondenzátoru a jednotlivými sacími větvemi kondenzátních čerpadel. Do druhého segmentu spadají jednotlivé sací větve kondenzátních čerpadel. Do třetího segmentu patří výtlačná potrubí kondenzátních čerpadel. Čtvrtý segment je společné potrubí mezi výtlakem kondenzátních čerpadel a napájecí nádrží. Program počítá tlakové ztráty pro každý segment zvlášť.

Nedílnou součástí při výpočtu tlakových ztrát je určování místních ztrátových součinitelů pro jednotlivá zařízení, armatury a ostatní prvky. V této kapitole budou tlakové ztráty na potrubní trase kondenzátu spočítány dvěma postupy. V prvním postupu budou odečítány hodnoty místních součinitelů pro potrubní prvky z literatury Idelchik[39] a pro hodnoty součinitelů místních ztrát armatur budou využity datové katalogy dodavatelů firmy Siemens Energy, aby se postup výpočtu co nejvíce shodoval s reálným postupem výpočtu. Druhý postup se bude lišit tím, že se pro potrubní prvky a armatury budou součinitele počítat zvlášť s využitím výpočetních teoretických vztahů uvedených v literatuře CRANE[43]. Na závěr kapitoly budou výsledné součinitele místních ztrát mezi sebou porovnány a zhodnoceny.

5.3.1 Výpočet tlakových ztrát s využitím literatury Idelchik

Sání kondenzátního čerpadla

V této kapitole bude proveden výpočet tlakových ztrát v prvním a druhém segmentu.

Tabulka 2: Zadané hodnoty pro segment 1 a 2

Název	Označení	Jednotka	Hodnota
Hmotnostní tok	$\dot{m}$	kg/s	27,91
Tlak v kondenzátoru	p_k	bar(a)	0,106
Délka společného sacího potrubí	L_{S1}	m	10
Délka samostatného sacího potrubí	L_{S2}	m	2,5

Jako první je potřeba stanovit tloušťku stěny, na základě které se určí vnitřní průměr potrubí. Tloušťka stěny se určuje pomocí DN potrubí a tlakové třídy PN. Seznam potrubních tříd je součástí interních materiálů firmy Siemens Energy.

Před určením tloušťky stěny je zapotřebí provést návrh DN potrubí na základě rychlosti proudění. Podle interních směrnic je doporučená rychlost proudění v potrubí na sání kondenzátních čerpadel 0,5-0,8 m/s, zvolená rychlost proudění 0,6 m/s. Pomocí vztahu 5.5 lze vypočítat průměr potrubí.

Vztah pro výpočet průměru potrubí na základě rychlosti:

$$DN_s = 1000 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot \pi \cdot \dot{m}}{w_s \cdot \rho}} = 1000 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot \pi \cdot 27{,}91}{0{,}6 \cdot 989{,}35}} = 245 \text{ mm} \tag{5.5}$$

Volba tloušťky stěny:

Při výpočtu DN potrubí na základě rychlosti vyšla hodnota 245 mm. Ze seznamu potrubních tříd proto volíme světlost DN 250 se standardizovaným vnějším průměrem potrubí $d_o = 273\ mm$.

Tlaková třída se volí na základě dovoleného tlaku v potrubí. Pro zadaný tlak a naše účely bude dostatečná tlaková třída EN 10C. Jedná se o materiál P235GH, což je nelegovaná ocel, která se využívá právě pro svoji dobrou svařitelnost, mimo jiné má dobrou plasticitu a houževnatost.

Ze seznamu potrubních tříd vychází pro tyto parametry tloušťka stěny sacího potrubí $tl_s = 6{,}3\ mm$.

Nyní jsou určeny všechny hodnoty, potřebné k výpočtu vnitřního průměru potrubí.

$$d_{i,s} = d_{0,s} - 2 \cdot tl_s = 273 - 2 \cdot 6{,}3 = 260{,}4 \text{ mm} \tag{5.6}$$

Výpočet vlastností pracovní látky:

Pro další výpočet je důležité znát vlastnosti pracovní látky jako je měrný objem, hustota a dynamická viskozita.

Je známo, že v kondenzátoru je tlak kondenzátu na mezi sytosti na straně vody. Z tlaku v kondenzátoru určíme měrný objem a dynamickou viskozitu kondenzátu.

$$v_k = f(p_k) = 0,00101076 \tag{5.7}$$

$$\eta = f(p_k) = 0,000576 \text{ kg/m}\cdot\text{s} \tag{5.8}$$

Hustota kondenzátu je rovna obrácené hodnotě měrného objemu.

$$\rho = \frac{1}{v_k} = \frac{1}{0,00101076} = 989,35 \text{ kg/m}^3 \tag{5.9}$$

V tuto chvíli jsou známy všechny parametry k určení skutečné rychlosti kondenzátu v potrubí. K výpočtu rychlosti proudění kondenzátu uvnitř potrubí lze využít vztah pro hmotnostní průtok 5.10.

$$\dot{m} = \rho \cdot w \cdot S \tag{5.10}$$

Vyjádření rychlosti ze vztahu 5.10 umožní určit rovnici 5.11 pro výpočet skutečné rychlosti proudění kondenzátu na sání.

$$w_{s,skut} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S} = \frac{\dot{m} \cdot 4}{\rho \cdot \pi \cdot d_{i,s}^2} = \frac{27,91 \cdot 4}{989,35 \cdot \pi \cdot 0,2604_i^2} = 0,530 \text{ m/s} \tag{5.11}$$

Výpočet součinitele ztráty třením:

Jako další je potřeba určit součinitel tření potrubí λ. Ten se určí z relativní drsnosti Δ a Reynoldsova čísla *Re*. Relativní drsnost určíme ze vztahu 5.12.

$$\Delta = \frac{k}{d_{i,s}} \tag{5.12}$$

Veličina k vyjadřuje drsnost potrubí, která se volí na základě materiálu a opotřebovanosti potrubí. V našem případě je zvolena drsnost $k = 0{,}05\,mm$, jejíž hodnota odpovídá podle normy [40] drsnosti používané pro potrubí z oceli. Dosazením do vztahu 5.12 lze vypočítat hodnotu relativní drsnosti potrubí.

$$\Delta = \frac{k}{d_{i,s}} = \frac{0,05}{260,4} = 0,000192012 \tag{5.13}$$

Poslední veličina, kterou zbývá pro stanovení součinitele tření λ vypočítat, je Reynoldsovo číslo. Nejprve je potřeba určit kinematickou viskozitu., která se spočítá z dynamické viskozity a hustoty kondenzátu.

$$\upsilon = \frac{\eta}{\rho} = \frac{0,000576}{989,35} = 5,82 \cdot 10^{-7}\ \mathrm{m^2/s} \tag{5.14}$$

V tuto chvíli jsou známy všechny hodnoty pro výpočet Reynoldsova čísla.

$$\mathrm{Re} = \frac{w_{s,skut} \cdot d_{i,s}}{\upsilon} = \frac{0,530 \cdot 0,2604}{5,82 \cdot 10^{-7}} = 12968161 \tag{5.15}$$

Hodnota součinitele tření λ:

$$\lambda = 0,014 \tag{5.16}$$

Výpočet součinitele místní ztráty:

V poslední řadě je potřeba spočítat celkovou hodnotu místní ztráty v daném segmentu.

Pro každý segment byla vytvořena přehledná tabulka, z které lze vyčíst součinitele místní ztráty pro jednotlivé prvky.

Segment 1:

Tabulka 3: Součinitel místní ztráty pro segment 1

Segment		**1**	
Komponent	**Počet**	**K (ξ_M)**	**Suma**
Výstup z kondenzátoru	1	1	1
Ohyb 90°	3	0,17	0,51
Ohyb 45°	1	0,14	0,14
T-kus noha-rameno	1	1,2	1,2
Kompenzátor	1	1,8	1,8
Celkem			4,65

Segment 2:

Tabulka 4: Součinitel místní ztráty pro segment 2

Segment		**2**	
Komponent	**Počet**	**K (ξ_M)**	**Suma**
Ohyb 90°	1	0,17	0,17
Uzavírací klapka DN250	1	1,4	1,4
Síto	1	3,5	3,5
Kompenzátor	1	1,8	1,8
Redukce DN250/DN200	1	0,5	0,5
Vstupní hrdlo čerpadla	1	1,5	1,5
Celkem			8,87

Nyní stačí dosadit do vztahu 5.4, pro získaní hodnoty tlakové ztráty v potrubí prvního a druhého segmentu.

Tlaková ztráta v prvním segmentu:

$$\Delta p_{zIS1} = \frac{w_{skut}^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\sum \xi_M + \lambda \frac{L_{S1}}{d_{i,s}} \right) = \frac{0,530^2}{2} \cdot 989,35 \cdot \left(4,65 + 0,014 \cdot \frac{10}{0,2604} \right) = 0,720 \text{ kPa} \quad (5.17)$$

Tlaková ztráta v druhém segmentu:

$$\Delta p_{zIS2} = \frac{w_{skut}^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\sum \xi_M + \lambda \frac{L_{S2}}{d_{i,s}} \right) = \frac{0,530^2}{2} \cdot 989,35 \cdot \left(8,87 + 0,014 \cdot \frac{2,5}{0,2604} \right) = 1,25 \text{ kPa} \quad (5.18)$$

Výtlak kondenzátního čerpadla

V následující kapitole bude proveden výpočet tlakových ztrát v potrubí třetího a čtvrtého segmentu, tedy na výtlaku kondenzátního čerpadla. Celý postup je stejný jako byl popsán v předchozí kapitole, a proto budou uvedeny pouze tabulky s výslednými hodnotami.

Tabulka 5: Zadané hodnoty pro segment 3 a 4

Název	Označení	Jednotka	Hodnota
Hmotnostní tok	$\dot{m}$	kg/s	27,91
Tlak na výtlaku kondenzátního čerpadla	p_k	bar(a)	9
Délka společného sacího potrubí	L_{S1}	m	10
Délka samostatného sacího potrubí	L_{S2}	m	2,5

Výpočet průměru potrubí na základě rychlosti:

Tabulka 6: Návrh DN potrubí na základě rychlosti

Název	Označení	Jednotka	Hodnota
Doporučená rychlost na výtlaku KČ	w_{dop}	m/s	1,5–2,5
Zvolená rychlost	w_v	m/s	1,8
Návrh DN	DN_v	mm	149

Volba tloušťky stěny:

Tabulka 7: Rozměry výtlačného potrubí

Název	Označení	Jednotka	Hodnota
Norma	-	-	EN
DN	-	-	150
Potrubní třída	-	-	EN 25C
Průměr DN	$d_{o,v}$	mm	168,3
Tloušťka stěny	tl_v	mm	4,5
Vnitřní průměr	$d_{i,v}$	mm	159,3

Výpočet vlastností pracovní látky:

Tabulka 8: Vlastnosti kondenzátu na výtlaku

Název	Označení	Jednotka	Hodnota
Měrný objem	v	-	0,00112118
Dynamická viskozita	η	kg/m·s	0,000576
Hustota kondenzátu	ρ	kg/m^3	891,91
Skutečná rychlost kondenzátu	$w_{v,skut}$	m/s	1,57

Výpočet součinitele ztráty třením:

Tabulka 9: Hodnoty výpočtu součinitele tření λ

Název	Označení	Jednotka	Hodnota
Zvolená drsnost potrubí	k	mm	0,05
Relativní drsnost potrubí	Δ	-	0,0003139
Kinematická viskozita	υ	m^2/s	0,000000645
Reynolds	Re	-	387490
Součinitel tření	λ	-	0,017

Výpočet součinitele místní ztráty:

Segment 3:

Tabulka 10: Součinitel místní ztráty pro segment 3

Segment		**3**	
Komponent	**Počet**	**K (ξ_M)**	**Suma**
Výstupní hrdlo čerpadla	1	1,50	1,5
Redukce DN125/DN150	1	1,00	1
Zpětná klapka 150	1	0,70	0,7
Uzavírací klapka DN150	1	3,05	3,05
Ohyb 90°	2	0,17	0,34
T-kus rameno noha	1	1,90	1,9
Celkem			8,49

Segment 4:

Tabulka 11: Součinitel místní ztráty pro segment 4

Segment		**4**	
Komponent	**Počet**	**K (ξM)**	**Suma**
Ohyb 90	23	0,17	3,91
Ohyb 45	1	0,14	0,14
Uzavírací klapka DN150	7	3,05	3,05
Regulační ventil DN150	1	4,40	4,4
Celkem			29,8

Tlaková ztráta v třetím segmentu:

$$\Delta p_{zIS3} = \frac{w_{v,skut}^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\sum \xi_M + \lambda \frac{L_{V2}}{d_{i,v}} \right) = \frac{1,57^2}{2} \cdot 891,91 \cdot \left(8,49 + 0,017 \cdot \frac{2,5}{0,1593} \right) = 9,625 \text{ kPa} \quad (5.19)$$

Tlaková ztráta ve čtvrtém segmentu:

$$\Delta p_{zIS4} = \frac{w_{v,skut}^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\sum \xi_M + \lambda \frac{L_{V1}}{d_{i,v}} \right) = \frac{1,57^2}{2} \cdot 891,91 \cdot \left(29,8 + 0,017 \cdot \frac{10}{0,1593} \right) = 33,929 \text{ kPa} \quad (5.20)$$

5.3.2 Výpočet tlakových ztrát s využitím literatury CRANE

V následující kapitole bude proveden výpočet tlakových ztrát obdobným způsobem jako v předešlé kapitole. Charakter výpočtu se bude lišit postupem určování místních ztrátových součinitelů. Podle vztahů uvedených v [43] lze spočítat součinitele místní ztráty pro jednotlivé typy armatur a potrubní prvky.

Armatury:

Před výpočtem součinitele místní ztráty pro zvolený typ armatury je potřeba určit třecí faktor f_T. Ten se spočítá na základě vztahu 5.20: Poměr ε/d je ekvivalencí pro vztah k/d, který je uvedený v předchozí kapitole 5.3.1 pro výpočet relativní drsnosti potrubí.

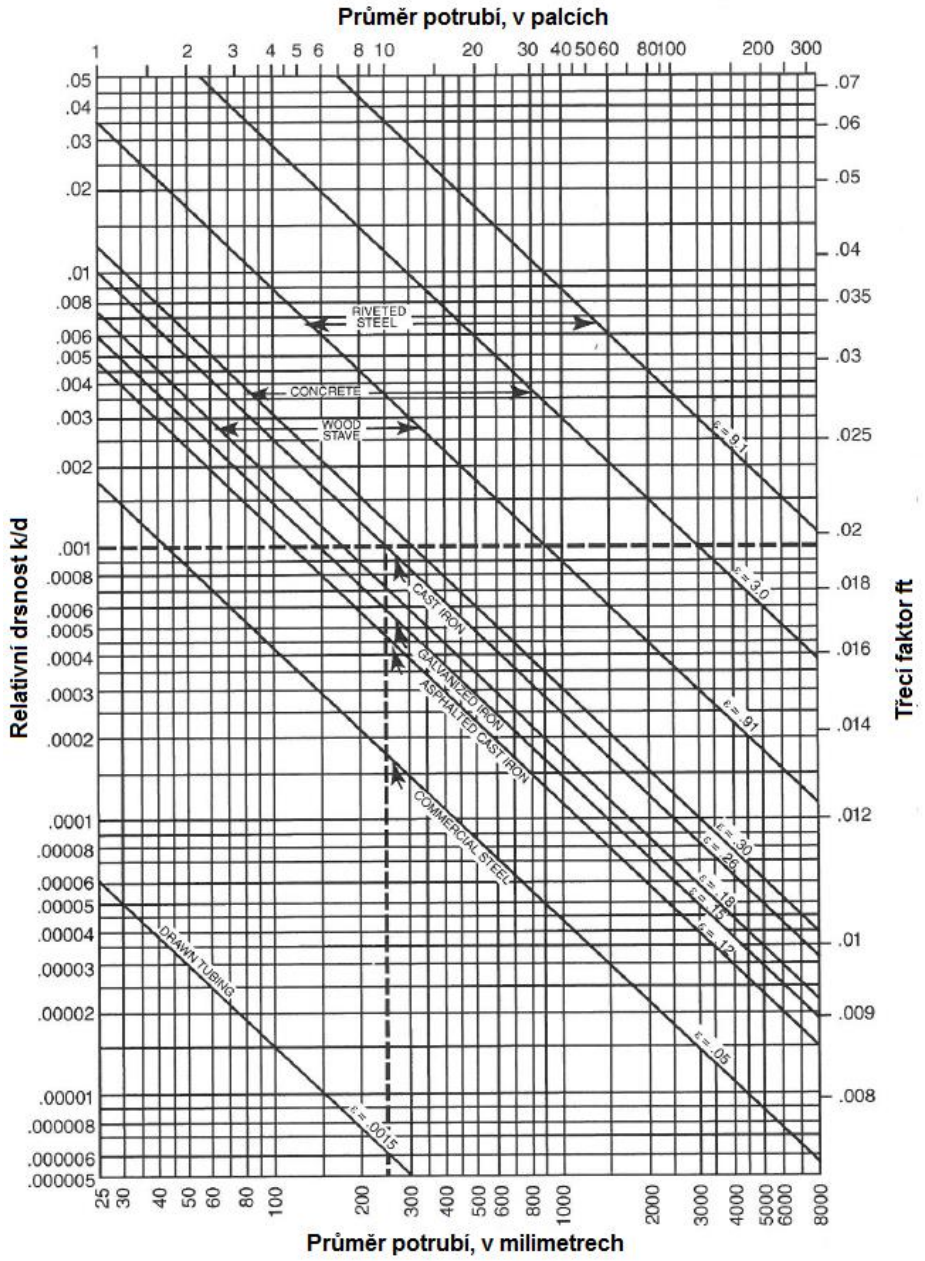
$$f_T = \frac{0,25}{\left[\log\left(\frac{\varepsilon / d}{3,7} \right) \right]^2} \quad (5.21)$$

Pro základní rozměry byly již stanoveny třecí faktory f_T, viz. Obrázek 32, ze kterého lze třecí faktor vyčíst.

Jmenovitý rozměr (mm)	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125-150	200	250-350	400-550	600-900
Třecí faktor	.026	.024	.022	.021	.020	.019	.018	.017	.016	.015	.014	.013	.012	.011

Obrázek 32: Tabulka třecích faktorů f_T pro základní rozměry[43]

V případě, že by se požadovaný rozměr nevyskytoval v tabulce výše, je možné třecí faktor odečíst, viz Obrázek 33. Tento graf slouží k určení třecího faktoru f_T buď pomocí relativní drsnosti potrubí a průměru daného potrubí nebo na základě materiálu potrubí a jeho průměru.

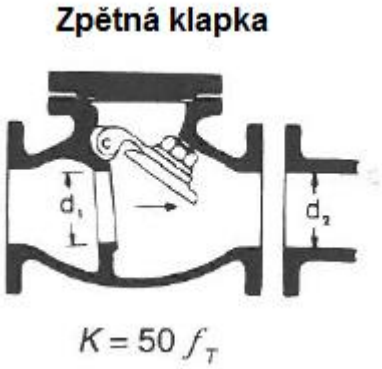


Obrázek 33: Graf k určení třecího faktoru[43]

Po určení třecího faktoru lze přistoupit k samotnému výpočtu součinitele místní ztráty. Pro každý typ armatury je v literatuře [43] uveden vztah pro jeho výpočet. V odstavcích níže bude proveden výpočet součinitelů místní ztráty pro armatury, vyskytující se na potrubní trase kondenzátu. Pro přehlednost budou výsledné hodnoty součinitelů místních ztrát uvedeny v tabulce pod příslušnou armaturou.

Zpětná klapka DN150

Pro výpočet součinitele místní ztráty lze využít vztah 5.22. Pro zpětnou klapku DN150 je třecí faktor $f_T = 0{,}015$.



Obrázek 34: Vztah pro výpočet součinitele místní ztráty K (ζ_M) zpětné klapky[43]

Vztah pro výpočet součinitele místní ztráty zpětného ventilu DN150:

$$K = 50 \cdot f_T \tag{5.22}$$

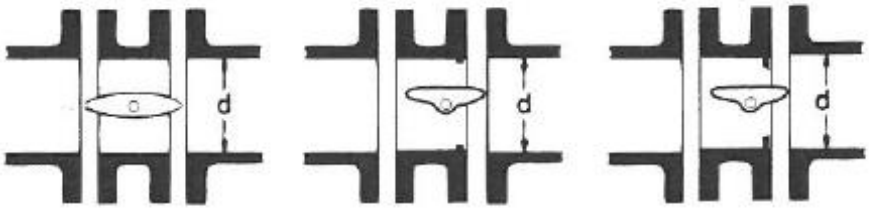
Tabulka 12: Výpočet součinitele místní ztráty K (ξ_M) pro zpětnou klapku DN150

Zpětná klapka DN150			
Název	**Označení**	**Jednotka**	**Hodnota**
Průměr	DN	mm	150
Třecí faktor	f_T	-	0,015
Součinitel místní ztráty	K (ξ_M)	-	0,75

Uzavírací armatura DN150 a DN250

Postup výpočtu součinitele místní ztráty pro uzavírací armaturu bude stejný jako u zpětné klapky. Obrázek 35 znázorňuje jednotlivé rozměry a typy uzavíracích armatur. V našem případě se jedná o centrickou armaturu DN150 a DN250. Pro uzavírací armaturu DN150 je třecí faktor $f_T = 0{,}015$, u DN250 se rovná třecí faktor $f_T = 0{,}013$.

Uzavírací armatura



SIZE RANGE	CENTRIC	DOUBLE OFFSET	TRIPLE OFFSET
50 to 200mm	$K = 45\, f_T$	$K = 74\, f_T$	$K = 218\, f_T$
250 to 350mm	$K = 35\, f_T$	$K = 52\, f_T$	$K = 96\, f_T$
400 to 600mm	$K = 25\, f_T$	$K = 43\, f_T$	$K = 55\, f_T$

Obrázek 35: Vztahy pro výpočet součinitele místní ztráty K (ξ_M) uzavírací armatury[43]

Vztah pro výpočet součinitele místní ztráty uzavírací armatury DN150:

$$K = 218 \cdot f_T \tag{5.23}$$

Vztah pro výpočet součinitele místní ztráty uzavírací armatury DN250:

$$K = 55 \cdot f_T \tag{5.24}$$

Tabulka 13: Výpočet součinitele místní ztráty K (ξ_M) pro uzavírací armaturu DN150

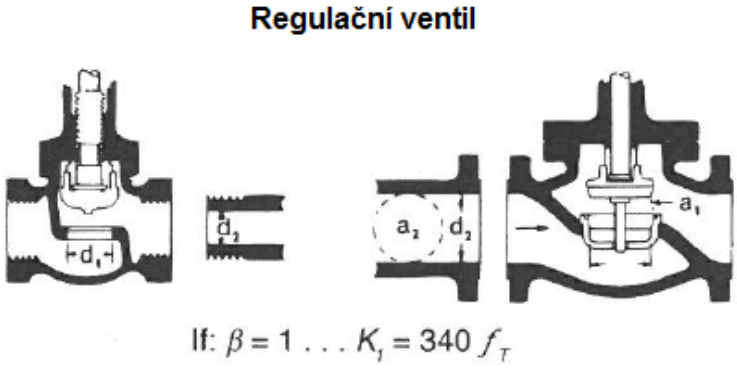
Uzavírací armatura DN150			
Název	**Označení**	**Jednotka**	**Hodnota**
Průměr	DN	mm	150
Třecí faktor	f_T	-	0,015
Součinitel místní ztráty	K (ξ_M)	-	3,27

Tabulka 14: Výpočet součinitele místní ztráty K (ξ_M) pro uzavírací armaturu DN250

Uzavírací armatura DN250			
Název	**Označení**	**Jednotka**	**Hodnota**
Průměr	DN	mm	250
Třecí faktor	f_T	-	0,013
Součinitel místní ztráty	K (ξ_M)	-	1,25

Regulační ventil DN150

Posledním typem armatury, pro který je potřeba určit součinitel místní ztráty je regulační ventil. Třecí faktor pro tento typ armatury je roven $f_T = 0{,}015$. Následným dosazením do vztahu 5.25 je možné spočítat hodnotu součinitele místní ztráty.



Obrázek 36: Vztah pro výpočet součinitele místní ztráty K (ξ_M) regulačního ventilu[43]

Vztah pro výpočet součinitele místní ztráty regulačního ventilu:

$$K = 340 \cdot f_T \tag{5.25}$$

Tabulka 15: Výpočet součinitele místní ztráty K (ξ_M) pro regulační ventil DN150

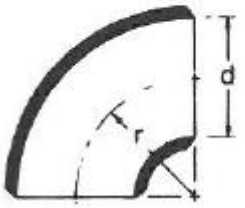
Regulační ventil DN150			
Název	**Označení**	**Jednotka**	**Hodnota**
Průměr	DN	mm	150
Třecí faktor	f_T	-	0,015
Součinitel místní ztráty	K (ξ_M)	-	5,1

Potrubní prvky:

Ohyb potrubí 45˚ a 90˚

Pro ohyb potrubí se uplatní stejný postup jako při výpočtu součinitelů místní ztráty u armatur. Výpis vztahů pro výpočet součinitelů místních ztrát pro poměr poloměru zaoblení k průměru potrubí je uveden níže, viz Obrázek 37. Ve firmě Siemens Energy se využívá pro 45˚ a 90˚ poměr $r/d = 1{,}5$, avšak při přeměření potrubí na dispozičním modelu byly hodnoty v intervalu mezi 1 a 1,5, proto volíme z důvodu bezpečnosti poměr $r/d = 1$. To znamená, že se pro 45˚ a 90˚ ohyb využije stejný vztah, ale pro přehlednost jsou uvedeny níže zvlášť. Před výpočtem je potřeba zjistit třecí faktory, které odpovídají rozměru potrubí DN150 a DN250. Použité hodnoty během výpočtu budou opět pro přehlednost zapsány níže do tabulky.

Ohyb Potrubí



r/d	K	r/d	K
1	$20\,f_T$	8	$24\,f_T$
1.5	$14\,f_T$	10	$30\,f_T$
2	$12\,f_T$	12	$34\,f_T$
3	$12\,f_T$	14	$38\,f_T$
4	$14\,f_T$	16	$42\,f_T$
6	$17\,f_T$	20	$50\,f_T$

Obrázek 37: Vztahy pro výpočet součinitelů místní ztráty K (ξ_M) ohybů potrubí[43]

Vztah pro výpočet součinitele místní ztráty 45˚ ohybu potrubí DN150 a DN250:

$$K = 20 \cdot f_T \tag{5.26}$$

Vztah pro výpočet součinitele místní ztráty 90˚ ohybu potrubí DN150 a DN250:

$$K = 20 \cdot f_T \tag{5.27}$$

Tabulka 16: Výpočet součinitele místní ztráty K (ξ_M) pro ohyb 45˚ DN150

Ohyb potrubí 45˚ DN150			
Název	**Označení**	**Jednotka**	**Hodnota**
Průměr	DN	mm	150
Třecí faktor	f_T	-	0,015
Součinitel místní ztráty	K (ξ_M)	-	0,3

Tabulka 17: Výpočet součinitele místní ztráty K (ξ_M) pro ohyb 90˚ DN150

Ohyb potrubí 90˚ DN150			
Název	**Označení**	**Jednotka**	**Hodnota**
Průměr	DN	mm	150
Třecí faktor	f_T	-	0,015
Součinitel místní ztráty	K (ξ_M)	-	0,3

Tabulka 18: Výpočet součinitele místní ztráty K (ξ_M) pro ohyb 45˚ DN250

Ohyb potrubí 45˚ DN250			
Název	**Označení**	**Jednotka**	**Hodnota**
Průměr	DN	mm	250
Třecí faktor	f_T	-	0,013
Součinitel místní ztráty	K (ξ_M)	-	0,26

Tabulka 19: Výpočet součinitele místní ztráty K (ξ_M) pro ohyb 90˚ DN250

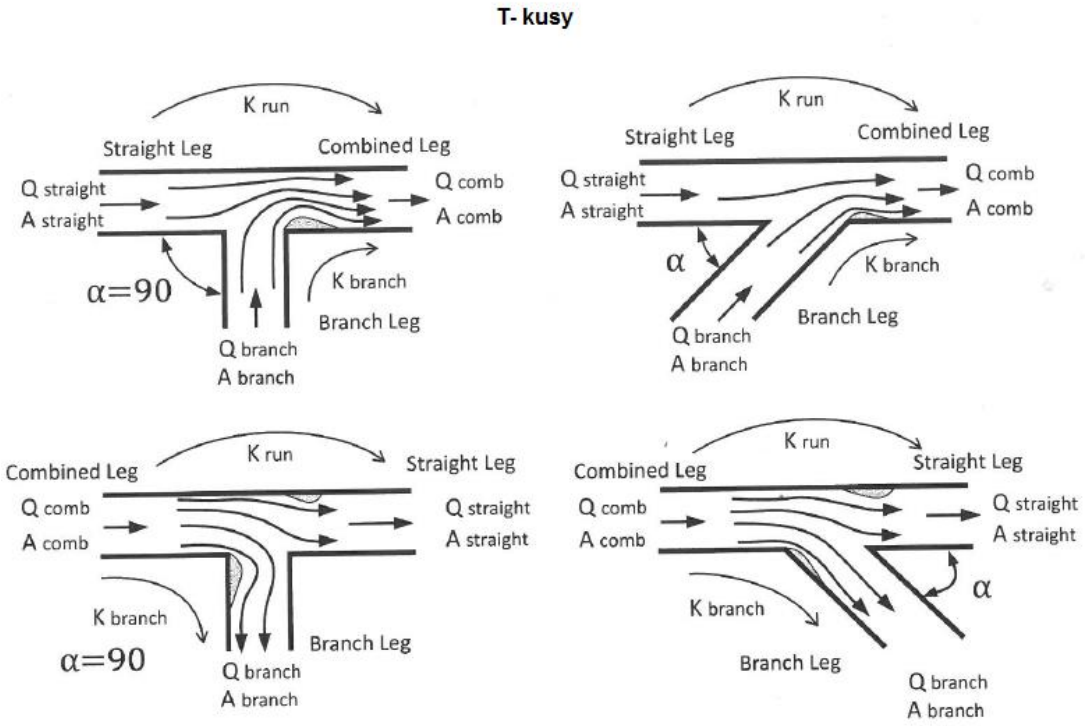
Ohyb potrubí 45˚ DN250			
Název	**Označení**	**Jednotka**	**Hodnota**
Průměr	DN	mm	250
Třecí faktor	f_T	-	0,013
Součinitel místní ztráty	K (ξ_M)	-	0,26

T – kus

Pro výpočet součinitele místní ztráty u T-kusů je zapotřebí postupovat odlišně než u prvků, uvedených výše. Nejdříve je zapotřebí zvolit, pro kterou potrubní větev se součinitel místní ztráty bude počítat. K_{run} je označení součinitele místní ztráty pro přímou větev potrubí, zatímco pomocí K_{branch} se označuje součinitel místní ztráty počítanou pro vedlejší větev. Úhel α je úhel mezi vstupní a výstupní větví, viz Obrázek 38.

Vztah pro výpočet součinitele místní ztráty K_{branch} a K_{run}:

$$K_{branch} / K_{run} = C\left[1 + D\left(\frac{Q_{branch}}{Q_{comb}}\frac{1}{\beta_{branch}^2}\right)^2 - E\left(1 - \frac{Q_{branch}}{Q_{comb}}\right)^2 - F\frac{1}{\beta_{branch}^2}\left(\frac{Q_{branch}}{Q_{comb}}\right)^2\right] \quad (5.28)$$



Obrázek 38: Schéma značení jednotlivých větví T-kusu[43]

Součinitel místní ztráty pro zvolenou větev se spočítá ze vztahu 5.28. Nejdříve je ale zapotřebí určit koeficienty C, D, E, F. Ty je možné odečíst z tabulky, viz Obrázek 39.

	K_{branch}				K_{run}			
Angle	C	D	E	F	C	D	E	F
30	See Table 2-2	1	2	1.74	1	0	1	1.74
45		1	2	1.41	1	0	1	1.41
60		1	2	1	1	0	1	1
90		1	2	0	Use Equation 2-36			

Obrázek 39: Tabulka koeficientu pro jednotlivé úhly[43]

V případě, že je potřeba spočítat součinitel místní ztráty pro vedlejší větev K_{branch}, lze snadno odečíst koeficienty D, E, F. Z tabulky, viz Obrázek 40, se následně určí zbývající koeficient C. Označení Q_{branch}/Q_{comb} je hodnota vycházející z poměru průtoků na vstupu a výstupu z T-kusu. Veličina β^2_{branch} je označení pro poměr jednotlivých průměrů potrubí $\frac{d^2_{branch}}{d^2_{comb}}$ na vstupu a výstupu.

		Q_{branch}/Q_{comb}	
		≤ 0.4	> 0.4
β^2_{branch}	≤ 0.35	$C = 1$	
	> 0.35	$C = 0.9\left(1 - \frac{Q_{branch}}{Q_{comb}}\right)$	$C = 0.55$

Obrázek 40: Tabulka pro stanovení koeficientu C při výpočtu K_{branch}[43]

Součinitel místní ztráty na přímé větvi K_{run}, se počítá obdobným způsobem. Z tabulky, viz Obrázek 39, se odečtou koeficienty C, D, E, F. Pokud je potřeba znát součinitel místní ztráty K_{run} pro úhel 90˚ je nutné k výpočtu použít vztah 5.29.

Vztah pro výpočet součinitele místní ztráty K_{run} pro úhel 90˚:

$$K \cong 1{,}55 \cdot \left(\frac{Q_{branch}}{Q_{comb}}\right) - \left(\frac{Q_{branch}}{Q_{comb}}\right)^2 \tag{5.29}$$

Tabulka 20: Výpočet součinitele místní ztráty K (ξ_M) T-kus DN150

T-kus – K_{branch}			
Název	**Označení**	**Jednotka**	**Hodnota**
Vstupní průměr	D_{branch}	mm	150
Výstupný průměr	D_{comb}	mm	150
Součinitel místní ztráty	β^2	-	1
Vstupní průtok	Q_{branch}	kg/s	27,91
Výstupní průtok	Q_{comb}	kg/s	27,91
Poměr průtoků	Q_{branch}/Q_{comb}	-	1
Úhel α	α	°	90
Koeficient C	C	-	0,55
Koeficient D	D	-	1
Koeficient E	E	-	2
Koeficient F	F	-	0
Součinitel místní ztráty	K (ξ_M)	-	1,1

Tabulka 21: Výpočet součinitele místní ztráty K (ξ_M) T-kus DN250

T-kus – K_{branch}			
Název	**Označení**	**Jednotka**	**Hodnota**
Vstupní průměr	D_{branch}	mm	250
Výstupný průměr	D_{comb}	mm	250
Součinitel místní ztráty	β^2	-	1
Vstupní průtok	Q_{branch}	kg/s	27,91
Výstupní průtok	Q_{comb}	kg/s	27,91
Poměr průtoků	Q_{branch}/Q_{comb}	-	1
Úhel α	α	°	90
Koeficient C	C	-	0,55
Koeficient D	D	-	1
Koeficient E	E	-	2
Koeficient F	F	-	0
Součinitel místní ztráty	K (ξ_M)	-	1,1

V tomto bodě jsou spočítány součinitele místní ztráty pro všechny armatury a potrubní prvky vyskytující se na potrubní trase kondenzátu a lze přejít k výpočtu tlakových ztrát v jednotlivých segmentech. Jelikož je postup obdobný jako v kapitole 5.3.1 a výpočet se kromě způsobu určování součinitelů místní ztráty nemění, budou výsledky pro jednotlivé segmenty uvedeny v tabulkách. Všechny vlastnosti kondenzátu a parametry potrubí pro jednotlivé segmenty jsou vypočteny v kapitole 5.3.1.

Sání kondenzátního čerpadla

Segment 1:

Tabulka 22: Součinitel místní ztráty pro segment 1

Segment		**1**	
Komponent	**Počet**	**K (ξ_M)**	**Suma**
Výstup z kondenzátoru	1	1	1
Ohyb 90°	3	0,26	0,78
Ohyb 45°	1	0,26	0,26
T-kus noha-rameno	1	1,1	1,1
Kompenzátor	1	1,8	1,8
Celkem			4,94

Tlaková ztráta v prvním segmentu:

$$\Delta p_{zC_{S1}} = \frac{w_{s,skut}^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\sum \xi_M + \lambda \frac{L_{S1}}{d_{i,s}} \right) = \frac{0,530^2}{2} \cdot 989,35 \cdot \left(4,94 + 0,014 \cdot \frac{10}{0,2604} \right) = 0,760 \text{ kPa} \quad (5.30)$$

Segment 2:

Tabulka 23: Součinitel místní ztráty pro segment 2

Segment		**2**	
Komponent	**Počet**	**K (ξ_M)**	**Suma**
Ohyb 90°	1	0,26	0,26
Uzavírací klapka DN250	1	0,455	1,248
Síto	1	3,5	3,5
Kompenzátor	1	1,8	1,8
Redukce DN250/DN200	1	0,642	0,642
Vstupní hrdlo čerpadla	1	1,5	1,5
Celkem			8,95

Tlaková ztráta v druhém segmentu:

$$\Delta p_{zC_{S2}} = \frac{w_{s,skut}^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\sum \xi_M + \lambda \frac{L_{S2}}{d_{i,s}} \right) = \frac{0,530^2}{2} \cdot 989,35 \cdot \left(8,95 + 0,014 \cdot \frac{2,5}{0,2604} \right) = 1,261 \text{ kPa} \quad (5.31)$$

Výtlak kondenzátního čerpadla

Segment 3:

Tabulka 24: Součinitel místní ztráty pro segment 3

Segment		**3**	
Komponent	**Počet**	**K (ξ_M)**	**Suma**
Výstupní hrdlo čerpadla	1	1,5	1,5
Redukce DN125/DN150	1	1,504	1,504
Zpětná klapka DN150	1	0,75	0,75
Uzavírací klapka DN150	1	3,27	0,675
Ohyb 90°	2	0,3	0,6
T-kus rameno noha	1	1,1	1,1
Celkem			8,724

Tlaková ztráta v třetím segmentu:

$$\Delta p_{zC_{S3}} = \frac{w_{v,skut}^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\sum \xi_M + \lambda \frac{L_{V2}}{d_{i,v}} \right) = \frac{1,57^2}{2} \cdot 891,91 \cdot \left(8,724 + 0,017 \cdot \frac{2,5}{0,1593} \right) = 9,883 \text{ kPa} \quad (5.32)$$

Segment 4:

Tabulka 25: Součinitel místní ztráty pro segment 4

Segment		**4**	
Komponent	**Počet**	**K (ξ_M)**	**Suma**
Ohyb 90°	23	0,3	6,9
Ohyb 45°	1	0,3	0,3
Uzavírací klapka DN150	7	3,27	22,89
Regulační ventil DN150	1	5,1	5,1
Celkem			35,19

Tlaková ztráta ve čtvrtém segmentu:

$$\Delta p_{zC_{S4}} = \frac{w_{v,skut}^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\sum \xi_M + \lambda \frac{L_{V1}}{d_{i,v}} \right) = \frac{1,57^2}{2} \cdot 891,91 \cdot \left(35,19 + 0,017 \cdot \frac{10}{0,1593} \right) = 39,853 \text{ kPa} \quad (5.33)$$

5.3.3 Srovnání hodnot součinitelů místní ztráty

V této podkapitole budou srovnány vypočtené součinitele místních ztrát se součiniteli místních ztrát z katalogů dodavatelů pro jednotlivé typy armatur. Otázkou je, jak moc jsou vypočtené hodnoty součinitelů přesné, shodné nebo se naopak liší od součinitelů předepsaných dodavateli.

Armatury:

Tabulka 26: Tabulka srovnání místních součinitelů

Uzavírací klapka DN150	**K (ξ_M)**
CRANE	3,27
ARI-ARMATUREN	3,05
ARMATURY GROUP	3,80

Tabulka 27: Tabulka srovnání místních součinitelů

Uzavírací klapka DN250	**K (ξ_M)**
CRANE	1,25
ARI-ARMATUREN	1,40
ARMATURY GROUP	1,31

Tabulka 28: Tabulka srovnání místních součinitelů

Zpětná klapka DN150	**K (ξ_M)**
CRANE	0,75
ARI-ARMATUREN	0,82
ARMATURY GROUP	0,70

Tabulka 29: Tabulka srovnání místních součinitelů

Regulační ventil DN150	**K (ξ_M)**
CRANE	5,1
ARI-ARMATUREN	4,9
ARMATURY GROUP	4,4

Potrubní prvky:

Tabulka 30: Tabulka srovnání místních součinitelů

Ohyb 45 DN150	**K (ξ_M)**
CRANE	0,30
Idelchyk	0,14

Tabulka 31: Tabulka srovnání místních součinitelů

Ohyb 90 DN150	**K (ξ_M)**
CRANE	0,30
Idelchyk	0,17

Tabulka 32: Tabulka srovnání místních součinitelů

Ohyb 45 DN250	**K (ξ_M)**
CRANE	0,26
Idelchyk	0,14

Tabulka 33: Tabulka srovnání místních součinitelů

Ohyb 90 DN250	**K (ξ_M)**
CRANE	0,26
Idelchyk	0,17

Tabulka 34: Tabulka srovnání místních součinitelů

T-kus (noha-rameno)	**K (ξ_M)**
CRANE	1,10
Idelchyk	1,20

Tabulka 35: Tabulka srovnání místních součinitelů

T-kus (rameno-noha)	**K (ξ_M)**
CRANE	1,10
Idelchyk	1,90

Tabulka 36: Tabulka srovnání místních součinitelů

Redukce 250/200	**K (ξ_M)**
CRANE	0,64
Idelchyk	0,50

Tabulka 37: Tabulka srovnání místních součinitelů

Redukce 125/150	**K (ξ_M)**
CRANE	1,50
Idelchyk	1,00

V jednotlivých tabulkách výše jsou vypsány hodnoty místních součinitelů pro porovnávané typy armatur a potrubní prvky. Obecně je možné konstatovat, že odchylky mezi vypočtenými a dodávanými hodnotami místních součinitelů jsou minimální. Vypočtené hodnoty můžeme proto ve většině případů považovat za velmi přesné a teoreticky použitelné pro praxi. Největší odchylka 0,8 byla zjištěna u potrubního prvků T-kus (rameno-noha), což může být způsobeno tím, že literatura CRANE nerozlišuje výpočet mezi prouděním z ramene do nohy T-kusu a obráceně, kdežto hodnoty v literatuře Idelchik se pro tuto situaci rozlišují. Druhá největší odchylka byla zjištěna u redukce potrubí z menšího na větší průměr. Odchylka je rovna hodnotě 0,5. I tato odchylka se pohybuje v rámci desetin, a proto je možné tuto hodnotu považovat za přesnou. Navíc v tomto případě nelze jednoznačně určit, která hodnota je přesnější, jestli hodnota uvedena v literatuře CRANE nebo hodnota uvedena v literatuře Idelchik. Při výpočtu by bylo vhodnější zvolit vyšší hodnotu místního součinitele, abychom počítali s rezervou a pohybovali jsme se na bezpečné straně.

5.4 NPSHa

NPSHa je zkratkou pro anglický výraz „Net Positive Suction Head Available“, což v češtině znamená „Dostupná čistá pozitivní sací výška“. Jedná se o energetickou výšku, která je dána ztrátami na sání od hladiny sběrné nádrže kondenzátoru po osu sacího hrdla čerpadla. Hodnota NPSHa je jednou z hodnot pro správný výběr čerpadla kondenzátního systému.

5.4.1 Výpočet NPSHa

Pro výpočet NPSHa čerpadla využijeme vztah 5.33:

$$NPSH_A = \frac{p_k - p_w}{\rho \cdot g} - Z_{t,s} - Z_{m,s} + h_s \tag{5.34}$$

Před samotným výpočtem NPSHa je zapotřebí zjistit chybějící parametry. Z teploty je možné určit tlak nasycených par. Teplota kondenzátu t_k v sacím potrubí je rovna hodnotě $47°C$.

Tlak nasycených par:

$$p_w = f\left(t_k\right) = 0{,}1062587 \text{ bar} \tag{5.35}$$

Třecí a místní ztráty v sacím potrubí lze vypočítat pomocí vztahů 5.36 a 5.37.

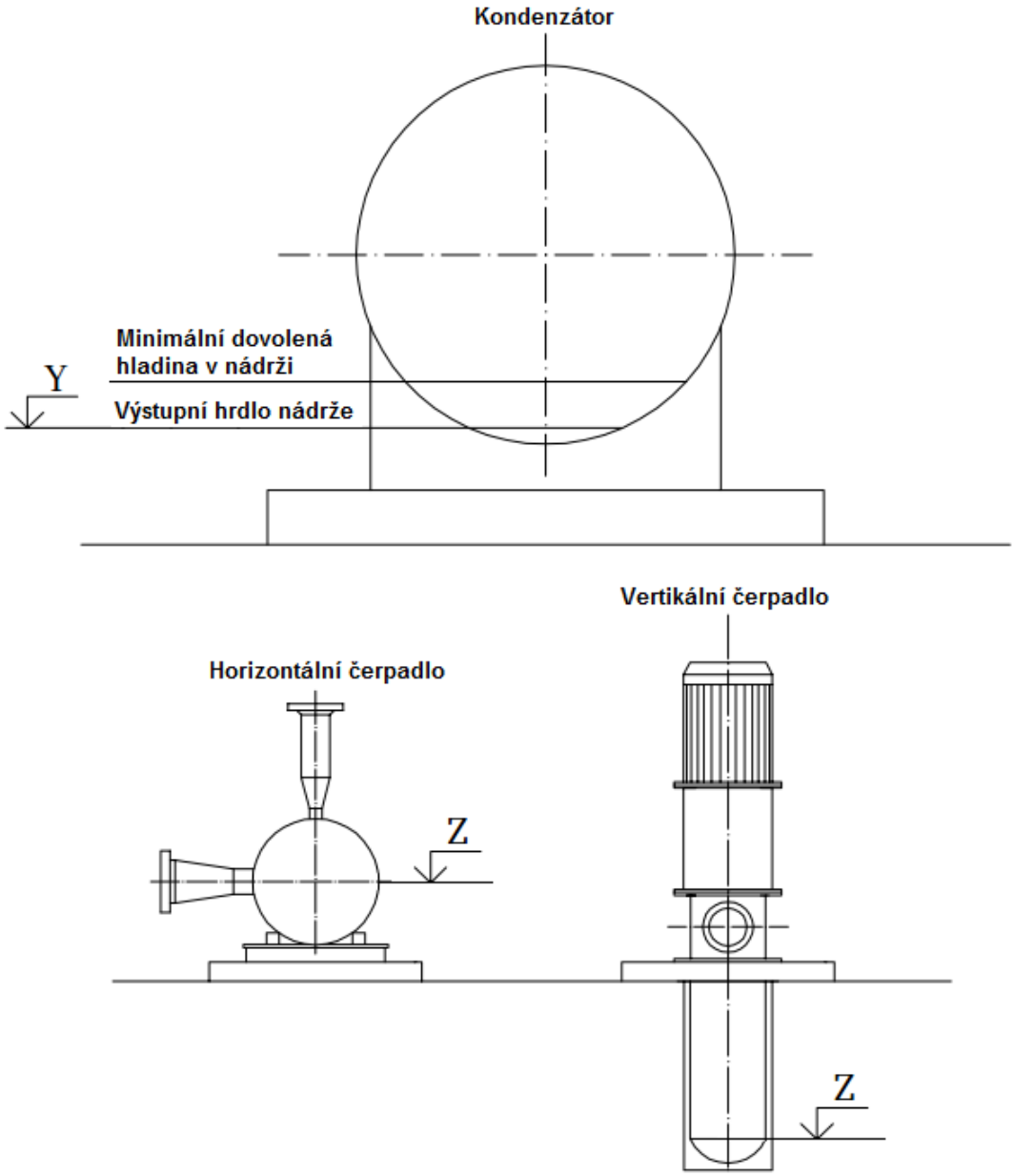
Třecí ztráta v sacím potrubí:

$$Z_{t,s} = \lambda \cdot \frac{L_s}{d_{i,s}} \cdot \frac{w_{s,skut}^2}{2 \cdot g} = 0{,}014 \cdot \frac{12{,}5}{0{,}2604} \cdot \frac{0{,}530^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}00960989 \text{ m} \tag{5.36}$$

Místní ztráta v sacím potrubí:

$$Z_{m,s} = \xi \cdot \frac{w_{s,skut}^2}{2 \cdot g} = 13{,}82 \cdot \frac{0{,}530^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}19768951 \text{ m} \tag{5.37}$$

Hodnota h_s je dána výškovým rozdílem mezi výstupním hrdlem sběrné nádrže kondenzátoru a osy sacího hrdla čerpadla. Obrázek 41 znázorňuje charakteristické rozměry při určování sací výšky pro horizontální a vertikální čerpadlo. Tato hodnota je určená výrobcem. V našem případě se jedná o vertikální čerpadlo a hodnota h_s je rovna 3,25 m.



Obrázek 41: Sací výška pro horizontální a vertikální čerpadlo[4]

V tomto bodě jsou určeny všechny potřebné hodnoty k výpočtu NPSHa. Parametry je potřeba dosazovat do vztahu 5.33 v základních jednotkách.

$$NPSH_A = \frac{10600 - 10625,87}{989,35 \cdot 9,81} - 0,00960989 - 0,19768951 + 3,25 = 3,04 \text{ m} \qquad (5.38)$$

5.5 Dopravní výška čerpadla

Dopravní výškou čerpadla je myšlena výška, do které je potřeba kondenzát dopravit. Výpočet dopravní výšky vychází z Bernoulliho rovnice 5.38 pro měrnou energii, kterou je nutné dodat 1 kg pracovní kapaliny. Před samotným výpočtem je potřeba rovnici upravit, abychom dostali její požadovanou podobu.

Bernoulliho rovnice:

$$Y = g \cdot H_g + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \sum Y_z \tag{5.39}$$

K úpravě je zapotřebí využít vztah 5.40 pro výpočet dopravní výšky.

Vztah pro výpočet dopravní výšky:

$$H = \frac{Y}{g} \tag{5.40}$$

Po dosazení vztahu 5.40 do Bernoulliho rovnice 5.39 a následně správnou úpravou lze stanovit konečnou podobu vztahu pro výpočet dopravní výšky čerpadla.

Upravený vztah pro výpočet dopravní výšky čerpadla:

$$H = H_g + \frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_{v,skut}^2 - v_{s,skut}^2}{2 \cdot g} + \sum H_z \tag{5.41}$$

5.5.1 Výpočet dopravní výšky čerpadla

Pro výpočet dopravní výšky čerpadla lze využít odvozený vztah 5.41. Tento vztah pro výpočet dopravní výšky odpovídá vztahu, uvedenému v normě [40] pro hydrodynamická čerpadla.

Před určením dopravní výšky čerpadla je zapotřebí stanovit chybějící parametry. Nejdříve je nutné znát rozdíl výšky napájecí nádrže vůči kondenzátnímu čerpadlu, tato hodnota vychází z reálného projektu a byla použita již při výpočtu tepelné bilance oběhu.

Geodetická výška:

$$H_g = 16 \text{ m} \tag{5.42}$$

Hodnoty tlaku p_1 a p_2 jsou známy z předchozího výpočtu tepelné bilance. Také označení pro tyto tlaky bylo zavedeno již při výpočtu tepelné bilance a bylo zachováno v následujícím výpočtu. Hodnota tlaku p_k je rovna tlaku v kondenzátoru. Hodnota tlaku p_6 odpovídá tlaku v odplyňovací nádrži.

Tlak v kondenzátoru:

$$p_k = 0{,}106 \text{ bar} \tag{5.43}$$

Tlak v odplyňovací nádrži:

$$p_6 = 8 \text{ bar} \tag{5.44}$$

Hustotu kapaliny je potřeba určit jako střední hodnotu hustot kapalin, odpovídající tlakům p_k a p_6.

Hustota kapaliny pro tlak p_k:

$$\rho_1 = fce(p_k) = 989{,}36 \text{ kg/m}^3 \tag{5.45}$$

Hustota kapaliny pro tlak p_6:

$$\rho_2 = fce(p_6) = 897{,}03 \text{ kg/m}^3 \tag{5.46}$$

Hustota kapaliny:

$$\rho_s = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = \frac{989{,}36 + 897{,}03}{2} = 943{,}19 \text{ kg/m}^3 \tag{5.47}$$

Rychlosti kondenzátu na sací a výtlačné straně kondenzátního čerpadla jsou známé z návrhu potrubní trasy:

Rychlost kondenzátu na sací straně:

$$v_{s,skut} = 0{,}53 \text{ m/s} \tag{5.48}$$

Rychlost kondenzátu na výtlačné straně:

$$v_{v,skut} = 1{,}57 \text{ m/s} \tag{5.49}$$

Pro kompletní výpočet dopravní výšky zbývají určit hodnoty ztrát na sání a výtlaku. Hodnoty třecí a místní ztráty na sací straně čerpadla jsou známy z výpočtu NPSHa čerpadla, proto stačí vypočítat ztráty na výtlaku.

Třecí ztráta v sacím potrubí:

$$Z_{t,s} = 0,00960989 \text{ m} \tag{5.50}$$

Místní ztráta v sacím potrubí:

$$Z_{m,s} = 0,19768951 \text{ m} \tag{5.51}$$

Třecí ztráta ve výtlačném potrubí:

$$Z_{t,v} = \lambda \cdot \frac{L_v}{d_{i,v}} \cdot \frac{w_{v,skut}^2}{2 \cdot g} = 0,017 \cdot \frac{12,5}{0,1593} \cdot \frac{1,57^2}{2 \cdot 9,81} = 0,167580538 \text{ m} \tag{5.52}$$

Místní ztráta ve výtlačném potrubí:

$$Z_{m,v} = \xi \cdot \frac{w_{v,skut}^2}{2 \cdot g} = 43,84 \cdot \frac{1,57^2}{2 \cdot 9,81} = 5,507323169 \text{ m} \tag{5.53}$$

Nyní jsou známy všechny potřebné hodnoty pro výpočet dopravní výšky. Hodnotu dopravní výšky dostaneme dosazením do vztahu 5.41:

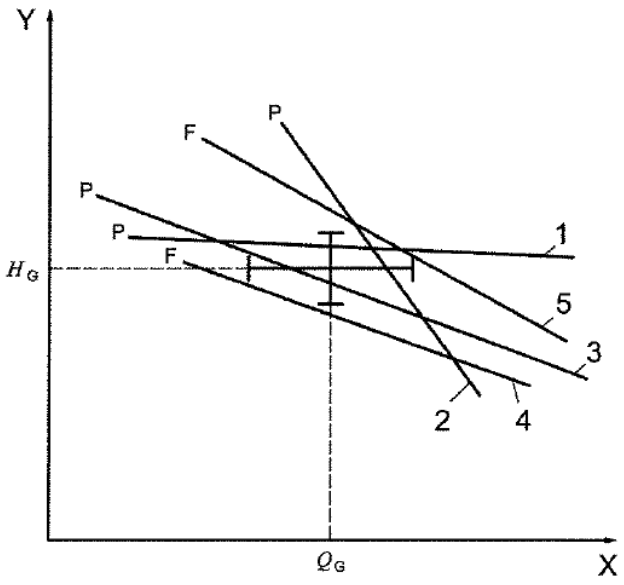
$$H = 16 + \frac{8 - 0,106}{943,19 \cdot 9,81} \cdot 10^5 + \frac{1,57^2 - 0,53^2}{2 \cdot 9,81} + 5,467604309 = 106,89 \text{ m} \tag{5.54}$$

6 Návrh čerpadla

Využitím hodnot, získaných v předešlých kapitolách je možné přistoupit k návrhu čerpadla. Při návrhu čerpadla je zapotřebí počítat s tolerancí pro průtok a dopravní výšku. K tomuto účelu byly zavedeny zkušební přejímací stupně přesnosti čerpadla.

Tolerance pro průtok a dopravní výšku musí být provedeny následujícím způsobem[40]:

- Tolerance průtoku čerpadla musí být použita pro zaručený průtok Q_G, při zaručené výšce H_G.
- Tolerance dopravní výšky čerpadla musí být použita pro zaručenou dopravní výšku H_G, při zaručeném průtoku Q_G.



Legenda

X	průtok, Q
Y	dopravní výška, H
křivka 1:	protíná toleranci dopravní výšky, P = přípustné
křivka 2:	protíná toleranci průtoku, P = přípustné
křivka 3:	protíná toleranci dopravní výšky a toleranci průtoku, P = přípustné
křivka 4:	neprotíná žádnou toleranci, F = nepřijato
křivka 5:	neprotíná žádnou toleranci, F = nepřijato

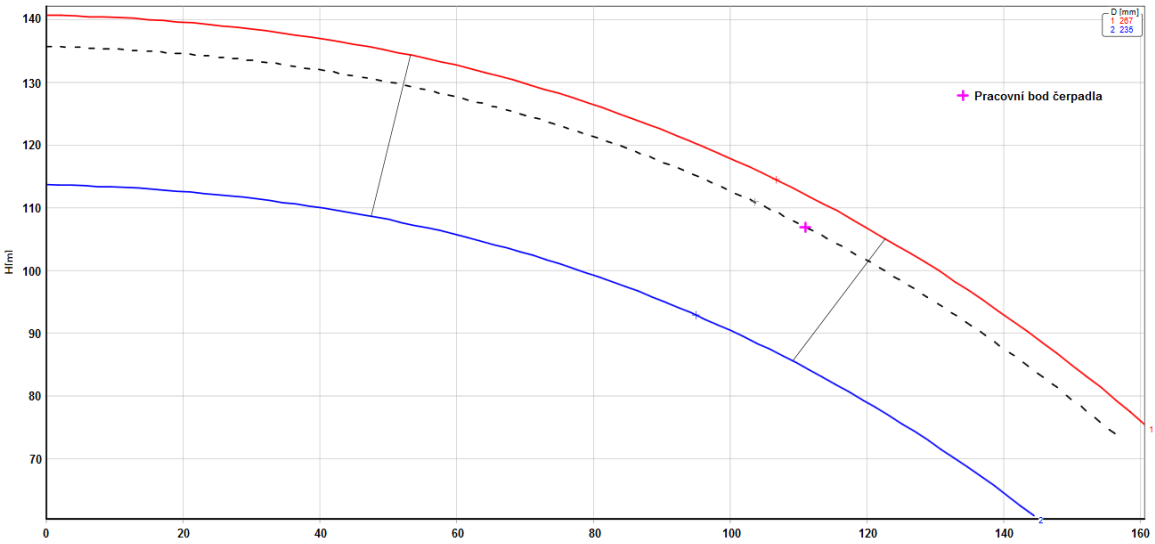
Obrázek 42: Oboustranná tolerance převzetí[40]

Obrázek 42 znázorňuje oboustrannou toleranci převzetí, která je využívána společnosti Siemens Energy, při návrhu čerpadla. Převzetí splňuje podmínku tolerance, pokud je danou křivkou protnuto toleranční pole průtoku nebo dopravní výšky nebo obojí zároveň.

Při poptávání čerpadla se přičítá k hodnotě průtoku tolerance 10 %. Tím se zavádí dostatečná odchylka k zajištění dostačujících provozních podmínek.

Na základě těchto poznatků bylo vybráno čerpadlo CJDV od dodavatele SIGMA. Základními vstupními hodnotami pro zvolení tohoto čerpadla byla hodnota průtoku $Q = 111\ m^3/h$ a hodnota dopravní výšky $H = 107\ m$.

Obrázek 43 znázorňuje charakteristiku čerpadla v závislosti dopravní výšky na průtoku čerpadla. Kompletní charakteristika čerpadla CJDV je součástí přílohy E na konci této práce.



Obrázek 43: Charakteristika čerpadla CJDV v závislosti dopravní výšky na průtoku

Hodnoty nominálního provozního bodu čerpadla:

Tabulka 38: Hodnoty, odpovídající nominálnímu bodu čerpadla

Nominální provozní bod čerpadla			
Název	**Označení**	**Jednotka**	**Hodnota**
Hustota kondenzátu	ρ	kg/m^3	943,19
Otáčky oběžného kola	n	1/min	1480,00
Počet stupňů	-	-	5,00
Průměr oběžného kola	D	mm	261,00
Provozní průtok kondenzátu	Q	t/h	111,00
Dopravní výška čerpadla	H	m	107,00
Výkon čerpadla	P	kW	41,06
Pozitivní sací výška	NPSHR	m	1,64
Účinnost čerpadla	η	%	78,80

ZÁVĚR

Předložená práce se zabývá návrhem potrubní trasy kondenzátu, přesněji výpočtem tlakových ztrát na této trase. Práce vznikala ve spolupráci se společností Siemens Energy, s.r.o., Odštěpný závod Industrial Turbomachinery. Celkový návrh potrubní trasy je podložen výpočty.

Výpočtová část této práce se nejdříve zabývá výpočtem tepelné bilance technologického celku ze zadaných hodnot. Jedná se o technologický celek s kondenzační parní turbínou. Výpočet tepelné bilance byl pro tuto práci důležitý z důvodu zjištění hodnot tlaků ve významných bodech a hmotnostního průtoku kondenzátu na trase z kondenzátoru páry do napájecí nádrže.

Výpočtová část dále pokračuje návrhem potrubní trasy kondenzátu s využitím hodnot, získaných při výpočtu tepelné bilance. Potrubní trasa kondenzátu byla rozdělena na dvě části. Do první části spadá potrubní trasa z kondenzátoru k sacímu hrdlu čerpadla, tzv. sací strana potrubní trasy. Zbylá část potrubní trasy kondenzátu vede z výtlačného hrdla potrubí do napájecí nádrže, tzv. výtlačná strana potrubní trasy. V první části výpočtu je proveden návrh průměru potrubí pomocí doporučené rychlosti pro sání a výtlak. Na základě návrhu potrubí a dovoleného tlaku byla pro sací část potrubní trasy vybrána potrubní třída EN 10C. Stejným způsobem návrhu byla pro výtlačnou část vybrána potrubní třída EN 25C. Potrubní třída udává skutečný průměr a tloušťku stěny potrubí. S využitím těchto návrhu bylo možné dopočítat vnitřní průměr potrubí a následně skutečnou rychlost proudění kondenzátu. Právě vnitřní průměr potrubí a rychlost proudění kondenzátu v jednotlivých segmentech potrubí jsou stěžejní hodnoty pro následný výpočet tlakových ztrát v potrubí.

Hlavním cílem této práce bylo spočítat tlakové ztráty na potrubní trase kondenzátu. Nejdůležitější části při výpočtu tlakových ztrát je zvolit správné hodnoty místních součinitelů pro jednotlivé armatury a potrubní prvky. K výběru těchto hodnot byly zvoleny dva odlišné postupy. Jako první byly hodnoty místních součinitelů převzaty z literatury Idelchik a následně pomocí těchto hodnot vypočteny tlakové ztráty na sací a výtlačné straně potrubí. Tento postup je obvykle využíván při výpočtu tlakových ztrát v praxi. Jako druhý postup byl zvolen výpočet místních součinitelů ztrát pro jednotlivé armatury a potrubní prvky, na základě jejich charakteristických rozměrů. Hodnoty místních součinitelů byly vypočítány s využitím literatury CRANE. Tento postup se běžně nevyužívá, a proto bylo důležité zjistit, jak přesné tyto vypočítané hodnoty budou a následně je porovnat s hodnotami, uváděných v katalozích dodavatelů nebo jiných literatur.

Vztahy pro vypočet součinitelů místních ztrát pro jednotlivé armatury a potrubní prvky se ukázaly být velmi přesné. Vypočtené hodnoty pro jednotlivé typy armatur byly porovnány s hodnotami dodavatelů Armatury-Group a ARI Armaturen. Pro potrubní prvky pak byly vypočtené hodnoty porovnány s hodnotami uvedené v literatuře Idelchyk, jelikož dodavatelé místní součinitele pro potrubní prvky ve svých katalozích obvykle neudávají. Obecně byly odchylky mezi jednotlivými hodnotami místních součinitelů velmi malé. Získané výsledky jsou pro praxi důležité, protože ne vždy jsou hodnoty místních součinitelů, zejména u potrubních prvků, dohledatelné v katalozích a mnohdy je zapotřebí počítat s hodnotami nalezenými v jednotlivých literaturách, u kterých neznáme původ a způsob měření místních součinitelů a v tomto případě se nabízí příležitost tento postup využít. V tomto bodě je nutno říci, že tento způsob porovnání neslouží k zjištění, který z místních součinitelů při návrhu potrubní trasy kondenzátu použít. V případě, že je hodnota místního součinitele udávaná dodavatelem dohledatelná, tak se vždy využívá tato hodnota místního součinitele a je pro nás při návrhu potrubí významná, jelikož se chceme přiblížit při teoretickém návrhu co nejvíce reálné situaci.

Pro kompletní návrh potrubní trasy bylo zapotřebí vybrat vhodné čerpadlo pro navrženou potrubní trasu kondenzátu. Na základě dispozic a hodnot hmotnostního průtoku kondenzátu a dopravní výšky čerpadla, získaných během výpočtu v průběhu práce, bylo jako nejvhodnější zvoleno vertikální kondenzátní čerpadlo CJDV od společnosti SIGMA. Toto čerpadlo je vhodné pro čerpání kondenzátu v různých uzavřených okruzích teplovodních soustav, přečerpacích, oběhových, napájecích, na čerpání horké vody a jiných nekorozivních kapalin, a proto je pro navrženou trasu v této práci dostačující.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné oběhy a jejich realizace. *Transformační technologie* [online]. 2006 [vid. 2020-04-16]. ISSN (SCHEME=ISSN) 1804-8293. Dostupné z: https://www.transformacni-technologie.cz/06.html

[2] ŠKORPÍK, Jiří. Historie transformačních technologií. *Transformační technologie* [online]. 2006 [vid. 2020-04-16]. ISSN (SCHEME=ISSN) 1804-8293. Dostupné z: https://www.transformacni-technologie.cz/01.html

[3] *KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. Závěrečný projekt: Výpočet tepelných turbín ajejich příslušenství. Brno: Vysoké učení technické, 1987. 336 s*. nedatováno.

[4] *Firemní materiály společnosti Siemens Industrial Turbomachinery s.r.o.*

[5] *Single-Pass Condenser:Construction | Mechanical Engineering | Automotive News Tips* [online]. [vid. 2020-03-31]. Dostupné z: http://constructionmechanical-engineering.blogspot.com/2010/04/single-pass-condenser.html

[6] *What is lateral deflection?- US Bellows, Inc. Frequently Asked Question* [online]. [vid. 2020-03-31]. Dostupné z: http://www.usbellows.com/faq/article/what-is-lateral-deflection-71.html

[7] *Laterální kompenzátor* [online]. [vid. 2020-03-22]. Dostupné z: https://www.komo.cz/lateralni/

[8] *Laterální kompenzátory - HKS Česky* [online]. [vid. 2020-03-22]. Dostupné z: https://www.hks-kompensatoren.de/cs/kompenzatory/vlnovcove-kovove-kompenzatory/vlnovcove-kompenzatory-z-nerezove-oceli/lateralni-kompenzatory.html

[9] INTERNETDESIGN, Webton. Lateral stainless steel expansion joints Archives. *Hanwel* [online]. [vid. 2020-05-19]. Dostupné z: https://www.hanwel.com/en/productcategorie/lateral-stainless-steel-expansion-joints/

[10] Valve Types: Butterfly Valves & Ball Valves | BI-TORQ Valve Automation. *https://www.bitorq.com/* [online]. [vid. 2020-06-18]. Dostupné z: https://www.bitorq.com/valve-types-butterfly-valves-and-ball-valves/

[11] *SS INDUSTRIES offers Screwed Ball Valve Reflux Valves from Jalandhar India* [online]. [vid. 2020-03-31]. Dostupné z: https://www.exportersindia.com/sondhiindustries/products.htm

[12] Stainless Steel Y Strainer - Flanged PN16. *Leengate Valves* [online]. [vid. 2020-03-31]. Dostupné z: https://www.leengatevalves.co.uk/product/stainless-steel-y-strainer-flanged-pn16/

[13] How A Y Strainer Works & A Buying Guide. *Tameson* [online]. [vid. 2020-06-18]. Dostupné z: https://tameson.com/y-strainer.html

[14] Y Strainer Cross Section » The Piping Engineering World. *The Piping Engineering World* [online]. [vid. 2020-03-31]. Dostupné z: https://www.pipingengineer.org/piping-materials-y-type-strainers/y-strainer-cross-sections/

[15] *Projection, completation and realisation. MVH Vertikální odstředivá kondenzátní článková čerpadla - PDF Stažení zdarma* [online]. [vid. 2020-03-31]. Dostupné z: https://docplayer.cz/7715251-Projection-completation-and-realisation-mvh-vertikalni-odstredivakondenzatni-clankova-cerpadla.html

[16] ŠKORPÍK, Jiří. Vodní turbíny a hydrodynamická čerpadla. *Transformační technologie* [online]. 2011 [vid. 2020-06-18]. ISSN (SCHEME=ISSN) 1804-8293. Dostupné z: https://www.transformacni-technologie.cz/21.html

[17] Regulační charakteristiky čerpadel až po kvadratickou „Eco-Mode". *TZB-info* [online]. [vid. 2020-05-31]. Dostupné z: https://vytapeni.tzb-info.cz/potrubi-a-armatury/17756-regulacni-charakteristiky-cerpadel-az-po-kvadratickou-eco-mode

[18] *Condensate Pumps Selection Guide | Engineering360* [online]. [vid. 2019-11-05]. Dostupné z: https://www.globalspec.com/learnmore/flow_transfer_control/pumps/condensate_traps_pumps
[19] *Odstředivé čerpadlo* [online]. 2017 [vid. 2019-11-05]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Odst%C5%99ediv%C3%A9_%C4%8Derpadlo&oldid=15431184
[20] *ELUC* [online]. [vid. 2019-11-05]. Dostupné z: https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1925
[21] *Principy průmyslových čerpadel – 4.díl - odstředivá čerpadla | Automatizace.HW.cz* [online]. [vid. 2019-11-06]. Dostupné z: https://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-4dil-odstrediva-cerpadla
[22] ZWOOKY. *Čerpadla odstředivá – Druhy čerpadel* [online]. [vid. 2019-11-06]. Dostupné z: https://druhy-cerpadel.cz/hydrodynamicka/odstrediva/
[23] Predict the Performance of Rotating Cone Micropumps with Simulation. *COMSOL Multiphysics* [online]. [vid. 2020-03-31]. Dostupné z: https://www.comsol.com/blogs/predict-the-performance-of-rotating-cone-micropumps-with-simulation/
[24] *AXIÁLNÍ HYDRODYNAMICKÁ ČERPADLA* [online]. [vid. 2020-02-19]. Dostupné z: http://katedry.osu.cz/kpv/cerpadla-jh/Jan_Hruska_MUC_soubory/page0018.htm
[25] *DIAGONÁLNÍ HYDRODYNAMICKÁ ČERPADLA* [online]. [vid. 2020-03-31]. Dostupné z: https://katedry.osu.cz/kpv/cerpadla-jh/Jan_Hruska_MUC_soubory/page0019.htm
[26] Cavitation. *Focus-It* [online]. [vid. 2020-04-16]. Dostupné z: http://eswt.net/cavitation
[27] *Kavitace* [online]. 2020 [vid. 2020-03-31]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Kavitace&oldid=18143237
[28] *Co znamená veličina NPSH pro oběhová čerpadla? - TZB-info* [online]. [vid. 2020-02-19]. Dostupné z: https://vytapeni.tzb-info.cz/teorie-a-schemata/2607-co-znamena-velicina-npsh-pro-obehova-cerpadla
[29] *Pump suction pipe design considerations* [online]. [vid. 2020-03-31]. Dostupné z: https://www.michael-smith-engineers.co.uk/resources/useful-info/suction-pipeline-design
[30] *Zpětné klapky do potrubí - do 24h! | TOPENILEVNE.CZ* [online]. [vid. 2020-06-18]. Dostupné z: https://www.topenilevne.cz/zpetne-klapky-c1392/
[31] *https://www.armaturygroup.cz/data/files/e07376577b500d207810f031c64e39dc_Pages_from_L10.3_Lite_Zpetne_klapky_CZ_-2.pdf*
[32] *Gland steam condenser | Turbine Plant Systems* [online]. [vid. 2020-04-19]. Dostupné z: http://mda139.net/turbineplant/gland-steam-condenser.html
[33] MARTECH. Katalog. *martech.cz* [online]. [vid. 2020-06-18]. Dostupné z: http://www.martech.cz/katalog/
[34] *ARI-STEVI Pro 422/462 – ARI Armaturen GmbH & Co. KG* [online]. [vid. 2020-05-19]. Dostupné z: https://www.ari-armaturen.com/sk/vyrobky/?einsatzbereich=1&produktgruppe=17&baureihe=422&cHash=e21e18544c25ab9a221ec1c6ac653c90
[35] *https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/old_web/_files/projekty/enazp/07/IUT/046_Sekundarni_okruh_JE_Dukovany_-_Fialova_-_P1.pdf*
[36] REICHL, Jaroslav a Martin VŠETIČKA. *Encyklopedie fyziky* [online]. 2006 [vid. 2020-06-18]. Dostupné z: http://fyzika.jreichl.com/main.article/print/123-zakladni-pojmy-dynamiky-tekutin
[37] *http://hydraulika.fsv.cvut.cz/Hydraulika/Hydraulika/Predmety/HYAR/ke_stazeni/prednasky/HYAR_pr_04.pdf*

[38] *Technické izolace detailně (III) – návrh technických izolací a využití výpočtových programů - TZB-info* [online]. [vid. 2020-03-31]. Dostupné z: https://vytapeni.tzb-info.cz/izolace/13879-technicke-izolace-detailne-iii-navrh-technickych-izolaci-a-vyuziti-vypoctovych-programu

[39] *IDEL'CHIK, I. E. a A. S. GINEVSKIĬ. Handbook of hydraulic resistance. 4th ed. rev. and augmented. Redding, CT: Begell House, c2007. ISBN 9781567002515.* nedatováno. ISBN 978-1-56700-251-5.

[40] *ČSN EN ISO 9906 Hydrodynamická čerpadla - Přejímací zkoušky hydraulických výkonových parametrů - Stupně přesnosti 1, 2 a 3*

[41] *Součinitel ztráty třením* [online]. 2019 [vid. 2020-03-31]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Sou%C4%8Dinitel_ztr%C3%A1ty_t%C5%99en%C3%ADm&oldid=17713720

[42] Vliv místních odporů na tlakové ztráty v potrubí. *TZB-info* [online]. [vid. 2020-06-18]. Dostupné z: https://voda.tzb-info.cz/teorie-voda-kanalizace/8514-vliv-mistnich-odporu-na-tlakove-ztraty-v-potrubi

[43] *CRANE. Flow of Fluids Through Valves, Fittings & Pipe: Technical Paper 410 Metric Version. ISBN 978-1400527120.* nedatováno.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Označení	Jednotka	Název
C	[-]	Koeficient
D	[-]	Koeficient
$d_{0,s}$	[mm]	Vnější průměr sacího potrubí
$d_{0,v}$	[mm]	Vnější průměr výtlačného potrubí
D_{branch}	[mm]	Vstupní průměr T-kusu
D_{comb}	[mm]	Výstupní průměr T-kusu
$d_{i,s}$	[mm]	Vnitřní průměr sacího potrubí
$d_{i,v}$	[mm]	Vnitřní průměr výtlačného potrubí
DN_s	[mm]	Světlost sacího potrubí
DN_v	[mm]	Světlost výtlačného potrubí
E	[-]	Koeficient
F	[-]	Koeficient
f_T	[-]	Třecí faktor
g	[m/s2]	Tíhové zrychlení
H	[m]	Dopravní výška čerpadla
Hg	[m]	Geodetická výška čerpadla
h_s	[m]	Výškový rozdíl hladiny v kondenzátoru a osou hrdla čerpadla
i_0	[kJ/kg]	Entalpie páry v bodě 0
i'_0	[kJ/kg]	Entalpie páry v bodě 0‘
$i_{1.1}$	[kJ/kg]	Entalpie páry v bodě 1.1
$i'_{1.1}$	[kJ/kg]	Entalpie páry v bodě 1.2
$i_{1.1iz}$	[kJ/kg]	Entalpie páry v bodě 1.1iz
$i_{1.2}$	[kJ/kg]	Entalpie páry v bodě 1.2
$i_{1.2iz}$	[kJ/kg]	Entalpie páry v bodě 1.2iz
$i'_{1.2out}$	[kJ/kg]	Entalpie páry v bodě 1.2out
i_2	[kJ/kg]	Entalpie páry v bodě 2
i_{2iz}	[kJ/kg]	Entalpie páry v bodě 2iz
i_3	[kJ/kg]	Entalpie kondenzátu v bodě 3
i_4	[kJ/kg]	Entalpie kondenzátu v bodě 4
i'_4	[kJ/kg]	Entalpie kondenzátu v bodě 4‘
i_5	[kJ/kg]	Entalpie kondenzátu v bodě 5
i_6	[kJ/kg]	Entalpie kondenzátu v bodě 6
i_7	[kJ/kg]	Entalpie kondenzátu v bodě 7
i_8	[kJ/kg]	Entalpie kondenzátu v bodě 8
i_{SJAE1}	[kJ/kg]	Entalpie páry v bodě SJAE1
i_{SJAE2}	[kJ/kg]	Entalpie páry v bodě SJAE2
i'_{SJAE2}	[kJ/kg]	Entalpie páry v bodě SJAE2‘
i_{UP1}	[kJ/kg]	Entalpie páry v bodě UP1
i_{UP2}	[kJ/kg]	Entalpie páry v bodě UP2
i'_{UP2}	[kJ/kg]	Entalpie páry v bodě UP2‘
K	[-]	Koeficient
k_{od}	[-]	Konstanta odplynění

Označení	Jednotka	Název
L_{s1}	[m]	Délka společného sacího potrubí
L_{s2}	[m]	Délka sací větve čerpadla
L_{v1}	[m]	Délka společného výtlačného potrubí
L_{v2}	[m]	Délka výtlačné větve čerpadla
$\dot{M}_0$	[t/h]	Hmotnostní průtok páry vstupující na turbínu
$\dot{m}_0$	[t/h]	Hmotnostní průtok páry vstupující na turbínu
$m_{1.1}$	[t/h]	Hmotnostní průtok páry v bodě 1.1
$m_{1.2}$	[t/h]	Hmotnostní průtok páry v bodě 1.2
$m'_{1.2}$	[t/h]	Hmotnostní průtok páry v bodě 1.2‘
$m'_{1.2out}$	[t/h]	Hmotnostní průtok páry v bodě 1.2’out
m_2	[t/h]	Hmotnostní průtok páry v bodě 2
m_4	[t/h]	Hmotnostní průtok kondenzátu v bodě 4
m'_4	[t/h]	Hmotnostní průtok kondenzátu v bodě 4‘
m_5	[t/h]	Hmotnostní průtok kondenzátu v bodě 5
m_6	[t/h]	Hmotnostní průtok kondenzátu v bodě 6
m_7	[t/h]	Hmotnostní průtok kondenzátu v bodě 7
M_p	[t/h]	Hmotnostní průtok vyprodukované páry
m_{SJAE1}	[t/h]	Hmotnostní průtok páry v bodě SJAE1
m_{SJAE2}	[t/h]	Hmotnostní průtok páry v bodě SJAE2
m'_{SJAE2}	[t/h]	Hmotnostní průtok páry v bodě SJAE2‘
m_{UP1}	[t/h]	Hmotnostní průtok páry v bodě UP1
m_{UP2}	[t/h]	Hmotnostní průtok páry v bodě UP2
m'_{UP2}	[t/h]	Hmotnostní průtok páry v bodě UP2‘
m_{voda}	[t/h]	Hmotnostní průtok kondenzátní vody
NPSHa	[m]	Čistá sací pozitivní výška čerpadla
p_0	[bar]	Tlak páry v bodě 0
p'_0	[bar]	Tlak páry v bodě 0‘
$p_{1.1}$	[bar]	Tlak páry v bodě 1.1
$p'_{1.1}$	[bar]	Tlak páry v bodě 1.1‘
$p_{1.2}$	[bar]	Tlak páry v bodě 1.2
$p'_{1.2}$	[bar]	Tlak páry v bodě 1.2‘
p_2	[bar]	Tlak páry v bodě 2
p_4	[bar]	Tlak kondenzátu v bodě 4
p'_4	[bar]	Tlak kondenzátu v bodě 4‘
p_5	[bar]	Tlak kondenzátu v bodě 5
p_6	[bar]	Tlak kondenzátu v bodě 6
p_8	[bar]	Tlak napájecí vody v bodě 8
p_k	[bar]	Tlak v kondenzátoru
p_{kond}	[bar]	Tlak kondenzátu v bodě 3
$p_{NČ}$	[bar]	Tlakový přírůstek napájecího čerpadla
p_{NN}	[bar]	Tlak v napájecí napájecí nádrži
p_{SJAE1}	[bar]	Tlak páry v bodě SJAE1
p'_{SJAE1}	[bar]	Tlak páry v bodě SJAE1‘
p_{SJAE2}	[bar]	Tlak páry v bodě SJAE2

Označení	Jednotka	Název
p'_{SJAE2}	[bar]	Tlak páry v bodě SJAE2‘
p_{UP1}	[bar]	Tlak páry v bodě UP1
p_{UP2}	[bar]	Tlak páry v bodě UP2
p'_{UP2}	[bar]	Tlak páry v bodě UP2‘
p_w	[bar]	Výparný tlak kondenzátu
Q_{branch}	[kg/s]	Průtok na vstupu T-kusu
Q_{branch}/Q_{comb}	[-]	Poměr vstupního a výstupního průtoku T-kusu
Q_{comb}	[kg/s]	Průtok na výstupu T-kusu
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
S	[m^2]	Obsah potrubí
s_0	[kJ/kgK]	Entropie páry v bodě 0
s'_0	[kJ/kgK]	Entropie páry v bodě 0‘
$s_{1.1}$	[kJ/kgK]	Entropie páry v bodě 1.1
$s_{1.2}$	[kJ/kgK]	Entropie páry v bodě 1.2
s_2	[kJ/kgK]	Entropie páry v bodě 2
s_3	[kJ/kgK]	Entropie kondenzátu 3
s_4	[kJ/kgK]	Entropie kondenzátu v bodě 4
s_8	[kJ/kgK]	Entropie napájecí vody v bodě 8
t_0	[°C]	Teplota páry v bodě 0
t'_0	[°C]	Teplota páry v bodě 0‘
$t_{1.1}$	[°C]	Teplota páry v bodě 1.1
$t'_{1.1}$	[°C]	Teplota páry v bodě 1.1‘
$t_{1.2}$	[°C]	Teplota páry v bodě 1.2
$t'_{1.2k}$	[°C]	Teplota páry v bodě 1.2‘
t_2	[°C]	Teplota páry v bodě 2
t_4	[°C]	Teplota kondenzátu v bodě 4
t'_4	[°C]	Teplota kondenzátu v bodě 4‘
t_5	[°C]	Teplota kondenzátu v bodě 5
t_6	[°C]	Teplota kondenzátu v bodě 6
t_8	[°C]	Teplota napájecí vody v bodě 8
t_{ch1}	[°C]	Teplota vstupní chladící vody
t_{ch2}	[°C]	Teplota výstupní chladící vody
t_{kond}	[°C]	Teplota začátku kondenzace páry
tl_s	[°C]	Tloušťka stěny sacího potrubí
tl_v	[°C]	Tloušťka stěny výtlačného potrubí
t_{odpl}	[°C]	Teplota odplynění
t_{SJAE1}	[°C]	Teplota páry v bodě SJAE1
t_{SJAE2}	[°C]	Teplota páry v bodě SJAE2
t'_{SJAE2}	[°C]	Teplota páry v bodě SJAE2‘
t_{UP1}	[°C]	Teplota páry v bodě UP1
t_{UP2}	[°C]	Teplota páry v bodě UP2
t'_{UP2}	[°C]	Teplota páry v bodě UP2‘
v_3	[m3/kg]	Měrný objem kondenzátu v bodě 3

Označení	Jednotka	Název
v_4	[m3/kg]	Měrný objem kondenzátu v bodě 4
v_7	[m3/kg]	Měrný objem napájecí vody v bodě 7
v_8	[m3/kg]	Měrný objem napájecí vody v bodě 8
v_k	[m3/kg]	Měrný objem kondenzátu
w_{dop}	[m/s]	Doporučená rychlost
w_s	[m/s]	Rychlost kondenzátu v sacím potrubí
$w_{s,skut}$	[m/s]	Skutečná rychlost kondenzátu v sacím potrubí
w_v	[m/s]	Rychlost kondenzátu ve výtlačném potrubí
$w_{v,skut}$	[m/s]	Skutečná rychlost kondenzátu ve výtlačném potrubí
x	[-]	Sytost kondenzátu
x_2	[-]	Sytost páry v bodě 2
Y	[-]	Koeficient
$Z_{m,s}$	[m]	Tlaková místní ztráta v sacím potrubí
$Z_{m,v}$	[m]	Tlaková místní ztráta ve výtlačném potrubí
$Z_{t,s}$	[m]	Tlaková třecí ztráta v sacím potrubí
$Z_{t,v}$	[m]	Tlaková třecí ztráta ve výtlačném potrubí
α	[°]	Úhel α
β^2	[-]	Úhel β^2
Δ	[-]	Relativní drsnost potrubí
$\Delta i_{KČ}$	[kJ/kg]	Přírůstek entalpie v kondenzátním čerpadle
$\Delta i_{NČ}$	[kJ/kg]	Přírůstek entalpie v napájecím čerpadle
δ_{kond}	[°C]	Nedohřev kondenzátoru
δ_{KUP1}	[°C]	Nedohřev KUP1
δ_{KUP2}	[°C]	Nedohřev KUP2
δ_{NTO1}	[°C]	Nedohřev NTO1
δ_{NTO2}	[°C]	Nedohřev NTO2
$\Delta p_{ČK}$	[bar]	Tlaková ztráta zařízení na úpravu kondenzátu
Δp_{geod}	[bar]	Rozdíl tlaku převýšením napájecí nádrže vůči KČ
Δp_{geod2}	[bar]	Rozdíl tlaku převýšením výstupního hrdla kotle vůči NČ
Δp_K	[bar]	Tlaková ztráta na vodní straně kotle
$\Delta p_{KČ}$	[bar]	Přírůstek tlaku v kondenzátním čerpadle
Δp_{kp}	[bar]	Tlaková ztráta v potrubí nízkotlaké regenerace
$\Delta p_{NČ}$	[bar]	Změna tlaku v napájecím čerpadle
Δp_{NP}	[bar]	Tlaková ztráta v potrubí napájecí vody
Δp_{NTO}	[bar]	Tlaková ztráta v nízkotlaké regeneraci
Δp_{PP}	[bar]	Tlaková ztráta v parním potrubí před turbínou
Δp_{PZ}	[bar]	Tlaková ztráta v odběrovém potrubí
Δp_{rh}	[bar]	Tlaková ztráta regulačního zařízení hladiny v kondenzátoru
Δp_{RV}	[bar]	Tlaková ztráta v regulačním ventilu
$\Delta p_{vč}$	[bar]	Tlaková ztráta na výtlaku čerpadla
ΔpVTO	[bar]	Tlaková ztráta ve vysokotlakém ohříváku
Δp_{z1}	[bar]	Tlaková ztráta regulačního ventilu
Δp_{ZCS1}	[kPa]	Tlaková ztráta v segmentu 1 podle CRANE

Označení	Jednotka	Název
Δp_{ZCS2}	[kPa]	Tlaková ztráta v segmentu 2 podle CRANE
Δp_{ZCS3}	[kPa]	Tlaková ztráta v segmentu 3 podle CRANE
Δp_{ZCS4}	[kPa]	Tlaková ztráta v segmentu 4 podle CRANE
Δp_{zd}	[bar]	Tlaková ztráta redukčního ventilu
Δp_{ZIS1}	[kPa]	Tlaková ztráta v segmentu 1 podle Idelchika
Δp_{ZIS2}	[kPa]	Tlaková ztráta v segmentu 2 podle Idelchika
Δp_{ZIS3}	[kPa]	Tlaková ztráta v segmentu 3 podle Idelchika
Δp_{ZIS4}	[kPa]	Tlaková ztráta v segmentu 4 podle Idelchika
Δt_{ch1}	[°C]	Maximální ohřev chladící vody
Δt_{NTO}	[°C]	Podchlazení kondenzátu
η	[kg/ms]	Dynamická viskozita
$\eta_{KČ}$	[-]	Účinnost kondenzátního čerpadla
$\eta_{NČ}$	[-]	Účinnost napájecího čerpadla
η_{tdi1}	[-]	Účinnost prvního stupně turbíny
η_{tdi2}	[-]	Účinnost druhého stupně turbíny
η_{tdi3}	[-]	Účinnost třetího stupně turbíny
λ	[-]	Třecí součinitel
ξ_M	[-]	Součinitel místní ztráty
ξ_{z1}	[-]	Ztrátový součinitel regulačního ventilu
π	[-]	Rudolfovo číslo
ρ	[kg/m3]	Hustota
ρ_s	[kg/m3]	Střední hodnota hustoty
υ	[m2/s]	Kinematická viskozita

SEZNAM PŘÍLOH

1 Příloha A – Výpočet bilančního schématu v jednotlivých bodech
2 Příloha B – P&ID systému hlavního kondenzátu
3 Příloha C – Výpočet tlakových ztrát na potrubní trase kondenzátu
4 Příloha D – Výpočet NPSHa a dopravní výšky čerpadla
5 Příloha E – Charakteristika čerpadla

Příloha A - Výpočet bilančního schématu v jednotlivých bodech

Zadané hodnoty			
Hmotnostní průtok vyprodukované páry	M_p	t/h	106,67
Tlak admisní páry	p_0	bar(a)	17,85
Teplota admisní páry	t_0	°C	295,00
Teplota odplynění	t_{odpl}	°C	127,40
Teplota chladící vody	t_{ch1}	°C	32,00

Výstup z kotle			
Tlak	p_p	bar	17,85
Teplota	t_p	°C	295,00
Entalpie	i_p	kJ/kg	3018,90
Hmotnostní tok	m_p	t/h	106,67

SJAE1			
Tlak	p_{SJAE1}	bar	17,85
Teplota	t_{SJAE1}	°C	295,00
entalpie	i_{SJAE1}	kJ/kg	3018,90
Hmotnostní tok	m_{SJAE1}	t/h	0,40

UP1			
Tlak	p_{UP1}	bar	17,85
Teplota	t_{UP1}	°C	295,00
Entalpie	i_{UP1}	kJ/kg	3018,90
Hmotnostní tok	m_{UP1}	t/h	0,27

0			
Tlak	p_0	bar	17,85
Teplota	t_0	°C	295,00
Entalpie	i_0	kJ/kg	3018,90
Hmotnostní tok	m_0	t/h	106,00

0'			
Tlak	$p_{0'}$	bar	16,78
Teplota	$t_{0'}$	°C	296,60
Entalpie	$i_{0'}$	kJ/kg	3018,90
Hmotnostní tok	$m_{0'}$	t/h	106,00
entropie	$s_{0'}$	kJ/kgK	6,84
Ztráta red. ventilu	-	%	6,00

1.1			
Účinnost	-	-	0,92
Entalpie	$i_{1.1iz}$	kJ/kg	2769,50
Tlak	$p_{1.1}$	bar	5,40
Teplota	$t_{1.1}$	°C	170,90
Entalpie	$i_{1.1}$	kJ/kg	2789,50
entropie	$s_{1.1}$	kJ/kgK	6,88
Hmotnostní tok	$m_{1.1}$	t/h	6,05

1.1'			
Tlak	$p_{1.1'}$	bar	2,50
Teplota	$t_{1.1'}$	°C	161,60
Entalpie	$i_{1.1'}$	kJ/kg	2789,50
Sytost	$x_{1.1'}$	-	1,00
Hmotnostní tok	$m_{1.1'}$	t/h	6,05

7			
Tlak	p_7	bar	2,50
Teplota	t_7	°C	127,40
Entalpie	i_7	kJ/kg	535,40
Sytost	x_7	-	0,00
Hmotnostní tok	m_7	t/h	106,67

8			
Tlak	p_8	bar	35,52
Teplota	t_8	°C	127,0
Entalpie	i_8	kJ/kg	539,82
Hmotnostní tok	m_8	t/h	106,67

Přívod vody do NN			
Tlak	p_v	bar	2,50
Teplota	t_v	°C	40,00
Entalpie	i_v	kJ/kg	167,80
Hmotnostní tok	m_v	t/h	0,15

6			
Tlak	p_6	bar	8,00
Teplota	t_6	°C	95,40
Entalpie	i_6	kJ/kg	400,08
Hmotnostní tok	m_6	t/h	100,47
Nedohřev	ΔT_{NTO2}	°C	8,00

1.2'			
Tlak	$p_{1.2'}$	bar	1,14
Teplota	$t_{1.2'}$	°C	103,40
Entalpie	$i_{1.2'}$	kJ/kg	2556,30
Sytost	$x_{1.2'}$	-	1,00
Entropie	$s_{1.2'}$	kJ/kgK	7,31
Hmotnostní tok	$m_{1.2'}$	t/h	8,17
Ztráta red. ventilu	-	%	3,00

1.2			
Účinnost	-	-	0,87
Entalpie	$i_{1.2iz}$	kJ/kg	2556,30
Tlak	$p_{1.2}$	bar	1,18
Teplota	$t_{1.2}$	°C	104,20
Entalpie	$i_{1.2}$	kJ/kg	2556,30
Sytost	$x_{1.2}$	-	0,94
Entropie	$s_{1.2}$	kJ/kgK	6,97
Hmotnostní tok	$m_{1.2}$	t/h	8,17

2			
Účinnost	-	-	0,76
Entalpie	i_{2iz}	kJ/kg	2215,32
Tlak	p_2	bar	0,106
Teplota	t_2	°C	47,00
Entalpie	i_2	kJ/kg	2296,98
Entropie	s_2	kJ/kgK	8,13
Hmotnostní tok	m_2	t/h	91,78

Kondenzátor			
Tlak na vstupu	t_2	bar	0,106
Tlak na výstupu	t_3	bar	0,106
Nedohřev	ΔT_k	°C	5,00
Sytost na výstupu z K	x_3	-	0,00
Vstupní tlak chl. vody 1	p_{ch1}	bar	3,00
Teplota chl. vody 1	t_{ch1}	°C	32,00
Entalpie chl. vody 1	i_{ch1}	kJ/kg	134,37
Průtok chl. vody 1	m_{ch1}	t/h	4650,00
Výstupní tlak chl. vody 2	p_{ch2}	bar	2,50
Teplota chl. vody 2	p_{ch2}	°C	41,91
Entalpie chl. vody 2	p_{ch2}	kJ/kg	175,74
Průtok chl. vody 2	m_{ch2}	t/h	4650
Teplota na výstupu K	t_3	°C	46,91
Entalpie na výstupu K	i_3	kJ/kg	196,42
Hmotnostní tok výstup	m_3	t/h	100,47

4			
Tlak	p_4	bar	9,00
Teplota	t_4	°C	47,00
Entalpie	i_4	kJ/kg	197,71
Hmotnostní tok	m_4	t/h	100,47
Nedohřev	ΔT_{SJAE2}	°C	15,00

4'			
Tlak	$p_{4'}$	bar	9,00
Teplota	$t_{4'}$	°C	49,50
Entalpie	$i_{4'}$	kJ/kg	208,20
Hmotnostní tok	$m_{4'}$	t/h	100,47
Nedohřev	ΔT_{UP2}	°C	15,00

SJAE2			
Tlak	p_{SJAE2}	bar	0,995
Teplota	t_{SJAE2}	°C	272,30
Entalpie	i_{SJAE2}	kJ/kg	3018,90
Hmotnostní tok	m_{SJAE2}	t/h	0,40

SJAE2'			
Tlak	$p_{SJAE2'}$	bar	0,995
Teplota	$t_{SJAE2'}$	°C	62,00
Entalpie	$i_{SJAE2'}$	kJ/kg	259,20
Hmotnostní tok	$m_{SJAE2'}$	t/h	0,40

5			
Tlak	p_5	bar	9,00
Teplota	t_5	°C	50,44
Entalpie	i_5	kJ/kg	211,42
Hmotnostní tok	m_5	t/h	100,47
Nedohřev	ΔT_5	°C	6,00

UP2			
Tlak	p_{UP2}	bar	0,995
Teplota	t_{UP2}	°C	230,00
Entalpie	i_{UP2}	kJ/kg	2934,80
Hmotnostní tok	m_{UP2}	t/h	0,12

UP2'			
Tlak	$p_{UP2'}$	bar	0,995
Teplota	$t_{UP2'}$	°C	64,50
Entalpie	$i_{UP2'}$	kJ/kg	270,30
Hmotnostní tok	$m_{UP2'}$	t/h	0,12

1.2' out			
Tlak	$p_{1.2'\ out}$	bar	1,14
Teplota	$t_{1.2'\ out}$	°C	56,44
Entalpie	$i_{1.2'\ out}$	kJ/kg	235,86
Hmotnostní tok	$m_{1.2'\ out}$	t/h	8,17

Příloha B - P&ID systému hlavního kondenzátu

Samostatný výkres

Příloha C - Výpočet tlakových ztrát na potrubní trase kondenzátu

Základní vlastnosti kondenzátu			
Parametry	Jednotky	Kondenzátor	Výtlak
Tlak	bar	0,106	9
Teplota	°C	47	47
Hustota	kg/m3	989,35459	891,914
Měrný	-	0,00101076	0,00112118
D visk	kg/m*s	0,000011	0,000576
K visk	m2/s	1,064E-08	6,454E-07

Společné sání			
Standard			EN
DN/NPS			250
CLASS/SCHEDULE			EN 10C
Průměr DN	do	m	0,273
Tloušťka stěny	tl	mm	6,30
Průtok	M	kg/s	27,91
Vnitřní průměr	di	m	0,2604
Rychlost	w	m/s	0,530
Reynolds	Re	-	12968161
Délka potrubí	L	m	10
Zvolená drsnost potrubí	k	mm	0,05
Relativní drsnost potrubí	Δ	-	0,000192012
Třecí koeficient (Moodyho diagram)	λ	-	0,014
součinitel tření	ξ_T	-	0,537634409
součinitel místní ztráty	ξ_M	-	4,94
Součet ztrátových součinitelů	ξ	-	5,477634409
Tlaková ztráta	Δpz	bar	0,008

Sání			
Standard			EN
DN/NPS			250
CLASS/SCHEDULE			EN 10C
Průměr DN	do	m	0,273
Tloušťka stěny	tl	mm	6,30
Průtok	M	kg/s	27,91
Vnitřní průměr	di	m	0,2604
Rychlost	w	m/s	0,530
Reynolds	Re	-	12968161
Délka potrubí	L	m	2,5
Zvolená drsnost potrubí	k	mm	0,05
Relativní drsnost potrubí	Δ	-	0,000192012
Třecí koeficient (Moodyho diagram)	λ	-	0,014
součinitel tření	ξ_T	-	0,134408602
součinitel místní ztráty	ξ_M	-	8,949914629
Součet ztrátových součinitelů	ξ	-	9,084323232
Tlaková ztráta	Δpz	bar	0,013

Výtlak			
Standard			EN
DN/NPS			150
CLASS/SCHEDULE			EN 25C
Průměr DN	do	m	0,1683
Tloušťka stěny	tl	mm	4,50
Průtok	M	kg/s	27,91
Vnitřní průměr	di	m	0,1593
Rychlost	w	m/s	1,570
Reynolds	Re	-	387490
Délka potrubí	L	m	2,5
Zvolená drsnost potrubí	k	mm	0,05
Relativní drsnost potrubí	Δ	-	0,000313873
Třecí koeficient (Moodyho diagram)	λ	-	0,017
součinitel tření	ξ_T	-	0,266792216
součinitel místní ztráty	ξ_M	-	8,723949488
Součet ztrátových součinitelů	ξ	-	8,990741704
Tlaková ztráta	Δpz	bar	0,099

Společný výtlak			
Standard			EN
DN/NPS			150
CLASS/SCHEDULE			EN 25C
Průměr DN	do	m	0,1683
Tloušťka stěny	tl	mm	4,50
Průtok	M	kg/s	27,91
Vnitřní průměr	di	m	0,1593
Rychlost	w	m/s	1,570
Reynolds	Re	-	387490
Délka potrubí	L	m	10
Zvolená drsnost potrubí	k	mm	0,05
Relativní drsnost potrubí	Δ	-	0,000313873
Třecí koeficient (Moodyho diagram)	λ	-	0,017
součinitel tření	ξ_T	-	1,067168864
součinitel místní ztráty	ξ_M	-	35,19
Součet ztrátových součinitelů	ξ	-	36,25716886
Tlaková ztráta	Δpz	bar	0,399

Příloha D - Výpočet NPSHa a dopravní výšky čerpadla

Výpočet NPSHa čerpadla		
Tlak	Pa	10600
Výparný tlak	Pa	10625,87
Hustota	kg/m3	989,35
Grav. Konstanta	m/s2	9,81
Ztráta třením	m	0,00960989
Ztráta místní	m	0,19861898
Výška hladiny po zem	m	1,25
Výška osy čerpadla po zem	m	-2
NPSHa	m	3,039

Výpočet celkové dopravní výšky čerpadla		
Geodetická výška	m	16
tlak v odplynění	Pa	800000
tlak v kondenzátoru	Pa	10600
Hustota	kg/m3	943,193125
Grav. Konstanta	m/s2	9,81
rychlost výtlak	m/s	1,570
rychlost sání	m/s	0,5297
Ztráta na výtlaku	m	5,674903707
Ztráta na sání	m	0,2072994
Dopravní výška	m	106,894

Příloha E - Charakteristika čerpadla

Samostatný soubor