



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**ZTRÁTY V POTRUBÍ PŘI PŘEČERPÁVÁNÍ KONDENZÁTU
A JEJICH VLIV NA PRACOVNÍ BOD KONDENZÁTNÍHO
ČERPADLA**

LOSSES AT FLOW THROUGH PIPE AT PUMPING OF CONDENSATE AND THEIR INFLUENCE ON
WORKING POINT OF PUMP

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Filip Molák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Filip Molák**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

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 bakalářské práce:

Ztráty v potrubí při přečerpávání kondenzátu a jejich vliv na pracovní bod kondenzátního čerpadla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Jedná se o klasickou úlohu v hydrodynamice tj. výběr vhodného čerpadla vloženého v potrubní trase podle požadovaných parametrů na výtlaku potrubí a vlastností čerpané kapaliny. Student by se měl zabývat především obecnými zásady při výběru čerpadla.

Cíle bakalářské práce:

- (1) Shrnutí problému při přečerpávání kondenzátu.
- (2) Typy čerpadel pro přečerpávání kondenzátů a jejich porovnání.
- (3) Obecné zásady při výběru kondenzátního čerpadla.
- (4) Základní výpočet a výběr čerpadla pro zadané parametry.

Seznam doporučené literatury:

MELICHAR, Jan, BLÁHA, Jaroslav, BRADA, Karel. Hydraulické stroje-Konstrukce a provoz, 2002. 1. vydání. Praha: České vysoké učení technické v Praze, ISBN 80 – 01 – 02657 – 4.

NECHLEBA, Miroslav, HUŠEK, Josef. Hydraulické stroje, 1966. Vydání první. Praha Státní nakladatelství technické literatury.

ŠKORPÍK, Jiří. Vznik tlakové ztráty při proudění tekutiny, Transformační technologie, 2010-12, [last updated 2018-10-08]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/38.html>.

ŠKORPÍK, Jiří. Vodní turbíny a hydrodynamická čerpadla, Transformační technologie, 2011-06, [last updated 2017-08-31]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/21.html>.

PUMP HANDBOOK, 2004. GRUNDFOS Management A/S.

https://cz.grundfos.com/content/dam/Global%20Site/campaigns/Grundfos-isolutions/5/download-pdfs/12-Pump_handbook.pdf [2018-10-18].

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

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

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

Abstrakt

Cílem této bakalářské práce je popsání procesu přečerpávání kondenzátu a problému s tím spojeným. Úvodní část se věnuje kavitaci a jejím následkům. V další části jsou stručně popsány typy čerpadel používaných k přečerpávání kondenzátu a zásady jejich výběru. Poslední část je věnována výběru vhodného čerpadla podle konkrétních zadaných parametrů.

Klíčová slova

Kondenzátní čerpadlo, kavitace, tlakové ztráty, kondenzát

Abstract

The goal of this bachelor thesis is to describe the process of condensate pumping and problems connected with it. The introductory part is about cavitation and its consequences. In the next part are briefly described types of pumps which are used to pumping condensate and also there is spoken about the selection principles. The last part is dedicated to the selection of a suitable pump according to the specified parameters.

Key words

Condensate pump, cavitation, pressure losses, condensate

Bibliografická citace

MOLÁK, Filip. *Ztráty v potrubí při přečerpávání kondenzátu a jejich vliv na pracovní bod kondenzátního čerpadla* [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116542>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. 38s. Vedoucí práce Ing. Jiří Škorpík, Ph.D..

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma *Ztráty v potrubí při přečerpávání kondenzátu a jejich vliv na pracovní bod kondenzátního čerpadla* vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Škorpíka, Ph.D. s použitím materiálů, uvedených v seznamu použitých zdrojů.

Datum

Podpis

Poděkování

Děkuji tímto Ing. Jiřímu Škorpíkovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce. Dále děkuji svým rodičům za podporu při studiu.

Obsah

Úvod	11
1 Přečerpávání kondenzátu	12
1.1 Kondenzátní čerpadlo	12
1.2 Kavitace	12
1.2.1 Typy namáhání způsobené kavitací	13
1.2.2 Vliv kavitace na pracovní bod	13
1.2.3 Jak předejít kavitaci	14
1.3 Obnova kondenzátu	14
2 Typy čerpadel pro čerpání kondenzátu	15
2.1 Odstředivá čerpadla	15
2.2 Peristaltická čerpadla	15
2.3 Membránová čerpadla	16
2.4 Pistová a plunžrová čerpadla	17
2.5 Srovnání hydrostatických a hydrodynamických čerpadel	18
3 Zásady výběru kondenzátního čerpadla	19
3.1 Průtok Q	19
3.2 Měrná energie y	19
3.3 Charakteristika čerpadla	19
3.4 Charakteristika potrubí	20
3.5 Konstanta potrubního systému	20
3.6 Pracovní bod čerpadla.....	21
3.7 Tlakové ztráty v potrubí.....	21
3.7.1 Třecí ztráty v potrubí	21
3.7.2 Místní ztráty v potrubí	22
4 Výběr čerpadla	24
4.1 Výpočet pracovního bodu čerpadla	24
4.2 Návrh sacího potrubí.....	26
5 Závěr	32
Seznam použitých zdrojů	33
Seznam použitých značek a symbolů	35
Seznam obrázků	37
Seznam tabulek	38

Úvod

Kondenzátní čerpadla jsou důležitou součástí každého parního cyklu v tepelných elektrárnách s kondenzační turbínou. V kondenzátoru turbíny vzniká kondenzát, který je pomocí kondenzátního čerpadla dopravován do napájecí nádrže. Kondenzát se však vyznačuje vysokou teplotou a tlakem blízko meze sytosti kapaliny a to může způsobit problémy při přečerpávání, konkrétně může docházet ke kavitaci v čerpadle a s ní spjatými poruchami. Proto je potřeba při výběru čerpadla a návrhu sacího potrubí klást důraz na to, aby se kavitaci předešlo.

Cílem této bakalářské práce je popsat problémy, které mohou nastat při přečerpávání kondenzátu. Dále pak popsat typy čerpadel, které mohou být pro přečerpávání kondenzátu použity a zásady, které jsou rozhodující při výběru vhodného čerpadla. V praktické části je úkolem vybrat vhodné čerpadlo podle předem zadaných parametrů provozu. Jelikož součástí zadání nejsou žádné informace o sací straně potrubí, bude nezbytné toto potrubí navrhnout a vypočítat ztráty, které v tomto potrubí budou vznikat.

1 Přečerpávání kondenzátu

1.1 Kondenzátní čerpadlo

Kondenzátní čerpadlo je specifický typ čerpadla, které slouží k přepravě tekutiny nacházející se blízko meze sytosti. Používá se k vrácení nahromaděné zkondenzované páry zpět do parního oběhu nebo k odvádění nežádoucího kondenzátu z míst, odkud nemůže kondenzát odtékat samovolně samospádem.

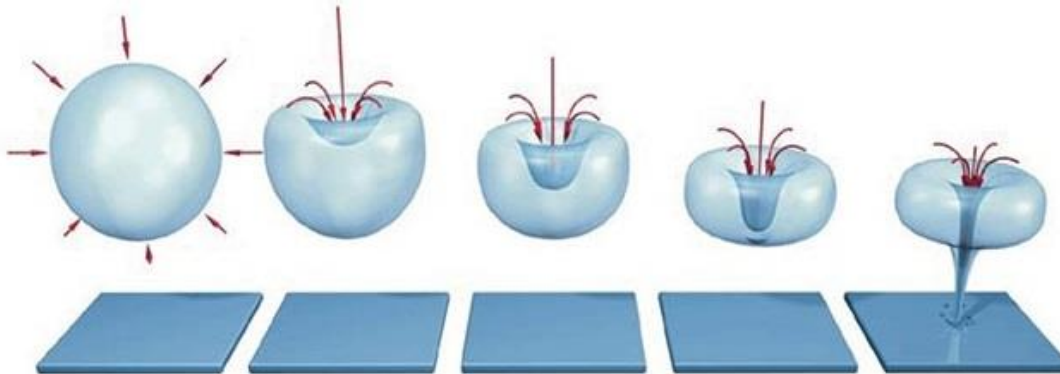
Jako kondenzátní čerpadla se nejčastěji používají odstředivá vícestupňová, článková čerpadla poháněná buď elektromotorem, nebo parní turbínou, a to jak v provedení vertikálním, tak v horizontálním. V některých případech se však mohou využívat i čerpadla hydrostatická.

Kondenzátní čerpadla používaná v domácnostech a individuálních tepelných výměnících jsou většinou malých průtoků a fungují přerušovaně. To znamená, že se kondenzát hromadí v nádrži až do okamžiku, kdy stoupající hladina dosáhne určitého bodu a plovoucí spínač rozběhne čerpadlo. To pak běží až do chvíle, kdy se hladina kondenzátu opět výrazně sníží. Zato v průmyslových zařízeních dosahují čerpadla velkých rozměrů a průtoků, přičemž elektromotor bývá často oddělen od těla čerpadla nějakou formou mechanické spojky.

1.2 Kavitace

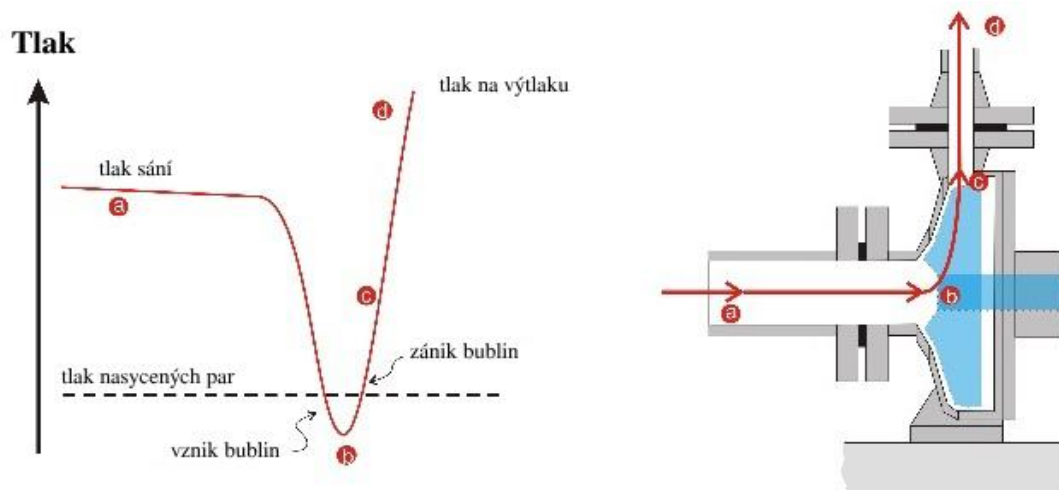
Přečerpávaný kondenzát generovaný v tepelných výměnících se často vyznačuje vysokou teplotou blízkou bodu varu, respektive tlakem blízkým se tlaku nasycených par kapaliny. To znamená, že pokud tlak v libovolném bodě čerpadla klesne pod tlak nasycených par čerpané kapaliny, kondenzát se začne ve stroji vypařovat a vzniká tak směs kapaliny a páry.

Kavitace je vznik dutin v kapalině následovaný jejich implozí (zborcením) v důsledku místního poklesu tlaku. Nejprve je dutina vyplněna vakuem, později se vyplní párou čerpané kapaliny. Když podtlak, který kavitaci způsobil, zmizí, bubliny implodují za vzniku rázové vlny.



Obr. 1.1 Imploze kavitačních bublin [1]

U hydrodynamických čerpadel tento jev nastává nejčastěji při vstupu kapaliny do čerpadla na sací straně lopatky oběžného kola. V místě nízkého tlaku se kapalina začne vypařovat ve tvaru bublin, které jsou unášeny proudem do míst vyššího tlaku podél lopatky k výtláčnému konci, kde pára uvnitř bubliny kondenzuje, kavitační dutina je zaplňována kapalinou z okolí a imploduje. V těchto místech dochází po určité době k opotřebení materiálu lopatky. Tato doba závisí na intenzitě kavitace a nazývá se inkubační doba. [2], [3]



Obr. 1.2 Pokles tlaku při průchodu kapaliny odstředivým čerpadlem [4]

1.2.1 Typy namáhání způsobené kavitací

Elektrické namáhání

V oblasti zániku kavitačních dutin dochází k potenciálovému spádu mezi místy o různé okamžité napjatosti nebo teplotě a na hranici různých struktur materiálu.

Mechanické namáhání

Lopatky jsou mechanicky namáhány v důsledku rázů vzniklých implozí dutin působících na malou plochu. To způsobuje únavu materiálu

Tepelné namáhání

V místě nárazu také dochází vlivem deformační práce a kompresním teplem stlačovaného plynu k mírnému ohřátí povrchové vrstvy materiálu a vzniká termočlánek mezi tímto ohřátým místem a zbylým studeným materiálem. Tento termočlánek způsobuje kavitační korozi. Tato kavitační koroze sice nezpůsobuje úbytek materiálu, ale narušení povrchu umožní vnik kapaliny mezi krystaly materiálu, uvolňuje je a vzniká tzv. kavitační eroze. Poškození materiálu kavitační erozí je charakteristické houbovým vzhledem a během několika týdnů může vést k úplnému proděravění lopatek. [3]

1.2.2 Vliv kavitace na pracovní bod

Míra ovlivnění H-Q charakteristiky závisí na stádiu kavitace. Při intenzivní kavitaci dochází k tomu, že v místech výskytu kavitačních bublin přestává oběžné kolo působit na kapalinu požadovaným momentem hybnosti, dochází k porušení proudění v oběžném kole a dochází k výraznému snížení dopravní výšky, účinnosti a dalších parametrů čerpadla.

V provozu nesmí nikdy vzniknout vyvinutá kavitace, neboť při vyvinuté kavitaci dochází ke "zhroucení" dopravní výšky, a to způsobí hluk a vibrace při chodu čerpadla. Ve specifických případech by však bylo ekonomicky nevýhodné provozovat čerpadlo úplně bez kavitace, proto se v těchto případech volí kompromis a čerpadlo se provozuje při částečné kavitaci, kdy ještě nedochází ke snížení parametrů. [3]

1.2.3 Jak předejít kavitaci

Aby v čerpadle nedocházelo ke kavitaci, uvádí výrobce v katalogu minimální sací výšku NPSH od vodorovné osy čerpadla. Tato minimální sací výška čerpadla je měřena obvykle pro teplotu pracovní kapaliny 20 °C, proto při odlišné teplotě pracovní kapaliny je třeba tuto hodnotu přepočítat na požadovanou NPSHR podle vzorce:

$$NPSHR \approx NPSH + \frac{1}{\rho \cdot g} \left(p_s(t_s) - p_s(t_{ref}) \right). \quad (1.1)$$

V praxi je však čerpadlo napojeno na sací potrubí s určitými ztrátami, které jsou ekvivalentní sloupci pracovní kapaliny. Tyto ztráty je potřeba k NPSHR přičíst, společně s bezpečnostním zvýšením výšky Δh , které kompenzuje nepřesnosti při přepočtu NPSHR z NPSH.

$$NPSHA = NPSHR + \Delta h + h_{zs} \quad (1.2)$$

Aby byl provoz bez kavitace, musí být vždy $NPSHA > NPSHR$. [2], [3]

Z rovnice (1.2) je patrné, že aby nebyla hodnota NPSHA příliš vysoká, projevuje se snaha o minimalizaci ztrát v sacím potrubí, tzn. Krátké sací potrubí dostatečného průřezu s minimem místních odporů.

1.3 Obnova kondenzátu

Latentní teplo je energie, kterou pára musí uvolnit nebo přijmout, aby se z ní stal horký kondenzát nebo naopak, aby se z kondenzátu stala pára. Když pára kondenzuje, teplota kondenzátu je stejná jako teplota páry, neboť jediné co se uvolnilo je latentní teplo a zbytek tepla, tzv. citlivé, zůstalo v kondenzátu. Znovupoužití takového kondenzátu a získání tak co největšího množství tohoto citlivého tepla, je důležité ze tří důvodů:

Nižší náklady za palivo

Znovupoužití horkého kondenzátu může výrazně snížit náklady na primární energii, neboť obsah citlivého tepla může být 10-30% počáteční tepelné energie obsažené v páře[5]. Napájení kotle horkým kondenzátem zvyšuje jeho výkon, neboť je zapotřebí méně tepelné energie k přeměně vody na páru. Při účinné obnově a znovupoužití je možné snížit spotřebu paliva v kotli až o 20%[5].

Nižší náklady za vodu

Napájecí voda vyžaduje úpravu před vstupem do kotle. Neznečištěný kondenzát lze přímo čerpat do kotle a tím se sníží náklady jak za vodu samotnou, tak i na její úpravu.

Příznivý dopad na životní prostředí a bezpečnost

Jak už bylo zmíněno, napájení kotle horkým kondenzátem snižuje jeho spotřebu paliva. Snížení spotřeby paliva v kotli vede ke snížení znečištění ovzduší snížením emisí CO₂, NO_x, SO_x. Při vypouštění kondenzátu do atmosféry vzniká hluk a oblaky par. Systém na obnovu kondenzátu omezuje tyto oblaky par, snižuje hluk a brání hromadění vody na podlaze, čímž zlepšuje pracovní prostředí. [5]

2 Typy čerpadel pro čerpání kondenzátu

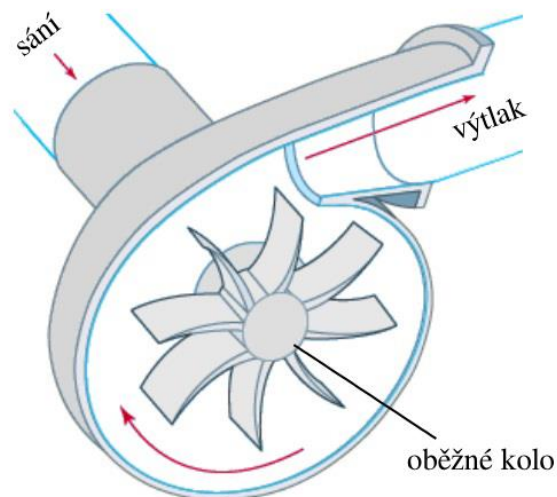
Čerpadla se mohou podle [6] rozdělovat podle způsobu transformace práce na tlakovou energii a podle materiálu, z kterého jsou vyrobeny.

Čerpadla mohou být vyrobena z různých materiálů, ale mezi ty nejpoužívanější patří litina, korozivzdorná ocel nebo plast. Čerpadla z plastu jsou sice poměrně levná a nepodléhají korozi, neposkytují však takový výkon jako čerpadla litinová nebo čerpadla z korozivzdorné oceli a lze je tak použít pouze pro méně náročný provoz např. v domácnostech. Čerpadla z litiny i z korozivzdorné oceli umožňují čerpat kapalinu do vysokých tlaků, korozivzdorná ocel je však odolnější vůči kavitačním účinkům.

Podle způsobu transformace práce na tlakovou energii dělíme kondenzátní čerpadla na hydrodynamická a hydrostatická. Z hydrodynamických čerpadel jsou to především čerpadla odstředivá a z hydrostatických peristaltická, membránová, pístová.

2.1 Odstředivá čerpadla

Patří do skupiny čerpadel hydrodynamických, která využívají hybnosti tekutiny. Proudění tekutiny je v konfuzorové části mezi sacím hrdlem a vstupem do oběžného kola usměřováno tak, aby na oběžné kolo vstupovalo co možná nejrovnoměrněji. Mechanická práce dodávaná hnacím motorem se v oběžném kole mění na energii tlakovou a kinetickou, to znamená, že rotující oběžné kolo uděluje kapalině, která přitéká na lopatky oběžného kola, rotaci a kapalina je vlivem odstředivé síly urychlována. Kinetická složka se však také musí v čerpadle přeměnit na potenciální. K tomu dochází ve statorové části čerpadla, která je ve tvaru difuzoru. Zde je vystupující kapalina zbrzděna a kinetická energie se mění na tlakovou. [7]

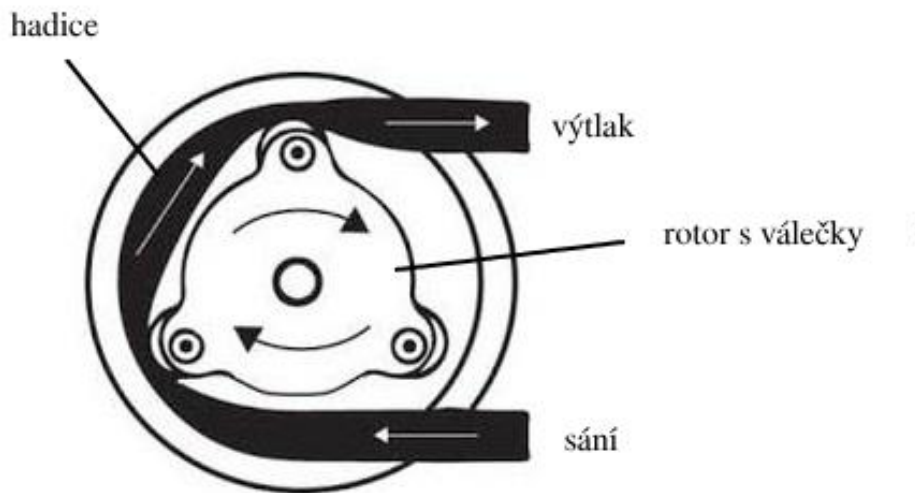


Obr. 2.1 Princip funkce odstředivého čerpadla [8]

2.2 Peristaltická čerpadla

Peristaltické čerpadlo je druh hydrostatického čerpadla, které funguje na principu stlačování a uvolňování flexibilní trubice, ve které je čerpaná kapalina posunována, za pomoci válečků otáčejících se na rotoru čerpadla. Během otáčení rotoru se vždy uzavře malé množství kapaliny, která je poté před válečkem vytlačena z trubice tzn., že za válečkem vznikne podtlak a ten způsobí opětovné nasátí kapaliny.

Výhodou tohoto druhu čerpadel je jednoduchá instalace, levná údržba a nízké riziko kontaminace čerpané kapaliny (kapalina je hadicí izolována od okolního prostředí). Navíc nehrozí zpětný tok. Nevýhodou je, že je tok kapaliny přerušovaný a postupem času dochází k netěsnostem vlivem degradace materiálu hadice a následnému snížení účinnosti. [9]

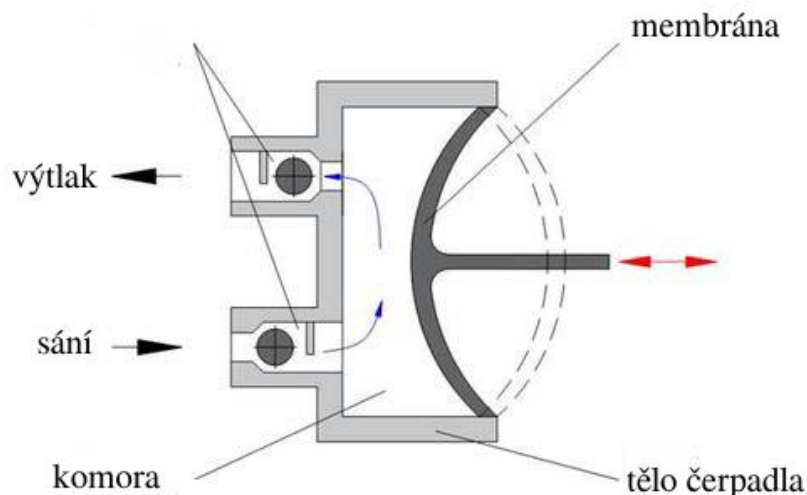


Obr. 2.2 Princip funkce peristaltického čerpadla [10]

2.3 Membránová čerpadla

Hlavní specifikací membránového čerpadla je pružná membrána, která se pohybuje vlivem tlaku od oleje z opačné strany membrány, než je dopravovaná kapalina. Při poklesu tlaku membrána ustupuje a mezi ní a stěnami čerpadla vzniká dočasná komora, do které kapalina vtéká a následně je vytlačena. Vačka poháněná krokovým elektromotorem tlačí prostřednictvím pístu na olej a tím i na membránu, a to má za následek zmenšování této dočasné komory, vzniká přetlak a kapalina je vytlačována do výtlačného potrubí. Naopak při další fázi pohybu vačky, kdy tlak ustupuje, se komora zvětší, vzniká podtlak a kapalina vtéká do této komory.

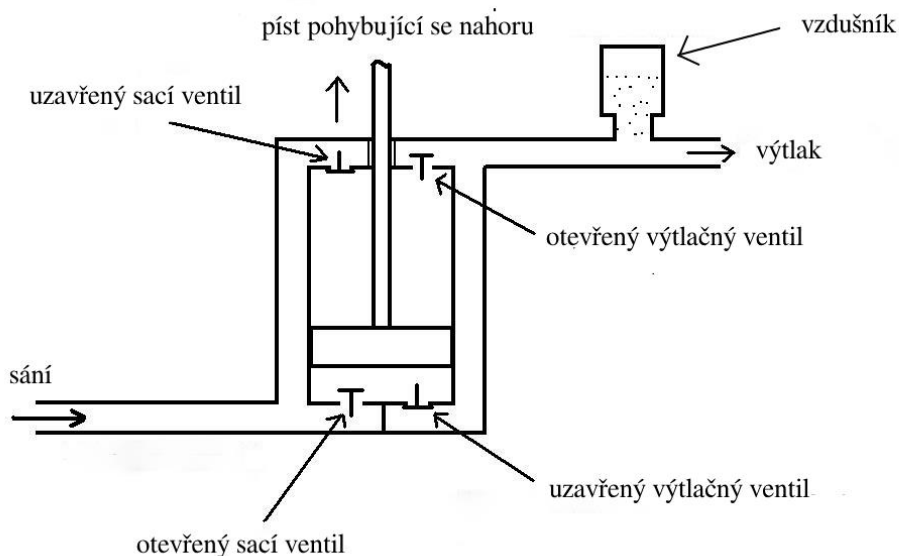
Membránová čerpadla jsou levnější a úspornější než čerpadla peristaltická a nedochází u nich k tak častým netěsnostem kvůli degradaci materiálu. [11]



Obr. 2.3 Princip funkce membránového čerpadla [12]

2.4 Pístová a plunžrová čerpadla

Princip funkce spočívá v pístu, který svým pohybem zmenšuje a zvětšuje dutinu čerpadlového válce, ve kterém se nachází přečerpávaná tekutina. Při pohybu pístu doprava se dutina válce zvětšuje, tlak klesá, výtlačný ventil je uzavřený a otevřeným sacím ventilem vtéká kapalina do válce. Naopak při pohybu pístu doleva se dutina zmenšuje, tlak roste a otevřeným výtlačným ventilem kapalina proudí do výtlačného potrubí. K otvírání a zavírání sacího a výtlačného ventilu se používají klapky nebo samočinné ventily.



Obr. 2.4 Princip funkce dvojčinného pístového čerpadla [13]

Pístová čerpadla se od těch plunžrových liší pouze v délce a utěsněním výtlačného tělesa. Píst je kratší a bývá utěsněný kroužky. Naproti tomu plunžr je delší a utěsněný ucpávkou nebo manžetovým těsněním.

Výhodou těchto čerpadel je, že mohou dosahovat vysokých tlaků, tlak lze regulovat bez ovlivnění průtoku a změny tlaku a průtoku mají pouze malý vliv na výkon čerpadla. Jsou však drahá na provoz a údržbu a jejich konstrukce bývá často objemná a těžká. [13]

2.5 Srovnání hydrostatických a hydrodynamických čerpadel

Hydrostatická čerpadla se obecně používají na vyšší tlaky a nižší průtoky než čerpadla hydrodynamická. Výhoda hydrostatických čerpadel spočívá ve vyšší účinnosti, protože v hydrodynamických čerpadlech dochází k větším ztrátám. Ztráty v hydrodynamických čerpadlech vznikají například průtokovými odpory v oběžném kole a v prostoru před a za oběžným kolem vlivem tření, ohybu proudu nebo změnou průtokového průřezu na vstupu a výstupu kanálu. Nebo rázem vodního proudu při vtoku proudu do oběžného kola, a to v tom případě, kdy se směr vtoku proudu neshoduje s vtokovými úhly lopatek. Nevýhodou těchto čerpadel je však složitější konstrukce, větší rozměry a složitější údržba při porovnání s hydrodynamickým čerpadlem stejného výkonu. U hydrodynamických čerpadel je dodávka kapaliny plně kontinuální zatímco u některých druhů čerpadel objemových probíhá přečerpávání kapaliny nerovnoměrně. Hydrostatická čerpadla malých výkonů mají nižší spotřebu energie, než hydrodynamická při stejném výkonu, naopak při vyšších výkonech mají hydrodynamická čerpadla spotřebu nižší. [7], [14]

3 Zásady výběru kondenzátního čerpadla

Při výběru čerpadla je mnoho aspektů, které je třeba vzít v úvahu. Kromě kritérií jako jsou cena, velikost, hlučnost nebo spotřeba, je důležité vzít v úvahu i jiné důležité specifikace jako je průtok čerpadlem, dopravní výška a vlastnosti čerpané kapaliny. Z ekonomického hlediska provozu je rozhodující charakteristika systému, ve kterém bude čerpadlo pracovat, konkrétně je důležité, aby se pracovní bod čerpadla co nejvíce blížil bodu maximální účinnosti.

3.1 Průtok Q

Průtok je definován jako množství kapaliny, která proteče skrz čerpadlo za jednotku času. Podle toho, jestli bereme v úvahu hustotu kapaliny, nebo ne, dělíme průtoky na hmotnostní a objemový.

Objemový průtok, jak už název napovídá, je objem kapaliny, který projde určitou plochou za určitý čas bez ohledu na hustotu kapaliny. Hmotnostní naopak s ohledem na hustotu.

Vliv teploty kapaliny na hmotnost, kterou je čerpadlo schopné přečerpát za jednotku času se projeví, jestliže čerpáme kapalinu, u níž se se změnou teploty mění i hustota.

Objemový průtok přepočítáme na hmotnostní podle vzorce:

$$Q_m = \rho \cdot Q_v \quad (3.1).$$

3.2 Měrná energie y

Měrná energie je energie, kterou čerpadlo předá 1 kg čerpané kapaliny. Tato energie je obecně využívána na zvyšování polohové energie (zvedání kapaliny), zvyšování tlakové energie (přemístění kapaliny do míst vyššího tlaku) a na překonání hydraulických odporů potrubí. Pokud známe uspořádání čerpacího systému a parametry potrubí můžeme určit zvýšení celkové měrné energie vody čerpadlem z rovnice (3.2):

$$\Delta y = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g(h_2 - h_1) + g(h_{zs} + h_{zv}) \quad (3.2)$$

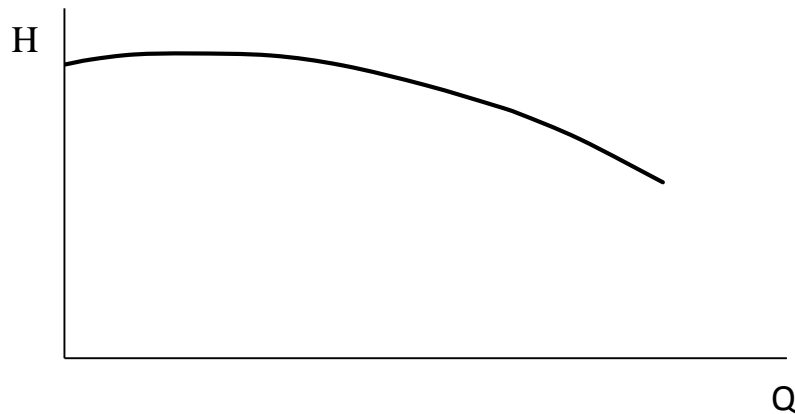
V charakteristikách čerpadel se používá tzv. **ekvivalentní dopravní výška H**

Převodní konstantou mezi měrnou energií a ekvivalentní dopravní výškou je tíhové zrychlení.

$$\Delta y = g \cdot H \quad (3.3)$$

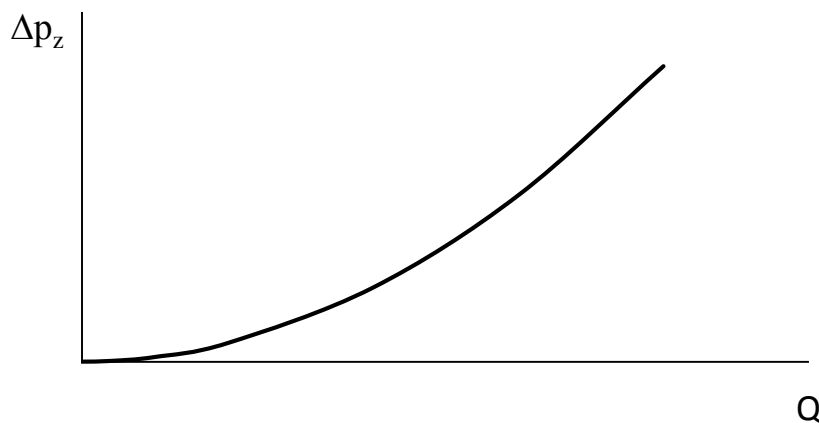
3.3 Charakteristika čerpadla

Charakteristikou čerpadla se rozumí grafická závislost změny celkové vnitřní energie kapaliny v čerpadle, v závislosti na objemovém průtoku při konstantních otáčkách n. Charakteristika čerpadla se stanovuje buď experimentálně, nebo pomocí numerických výpočtů metodami CFD. Tvar skutečné charakteristiky jde přibližně určit z průběhu hydraulických ztrát uvnitř čerpadla.

*Obr. 3.1 Charakteristika čerpadla*

3.4 Charakteristika potrubí

Charakteristika potrubí je závislost tlakové ztráty v potrubní trase a ve všech místních odporech, které jsou v této potrubní trase vloženy na objemovém průtoku.

*Obr. 3.2 Charakteristika potrubí*

3.5 Konstanta potrubního systému

Konstanta potrubního systému je konstanta vypočítaná pro jmenovitý průtok potrubí a slouží k určení tlakových ztrát v oblasti jmenovitého průtoku podle vzorce:

$$\Delta p_z = K \cdot Q^2 \quad (3.4)$$

Nebo naopak, pokud potřebujeme určit charakteristiku potrubního systému a známe tlakovou ztrátu tohoto systému, můžeme podle vzorce dopočítat měrný hydraulický odpor.

$$K = \frac{\Delta p_z}{Q^2} \quad (3.5)$$

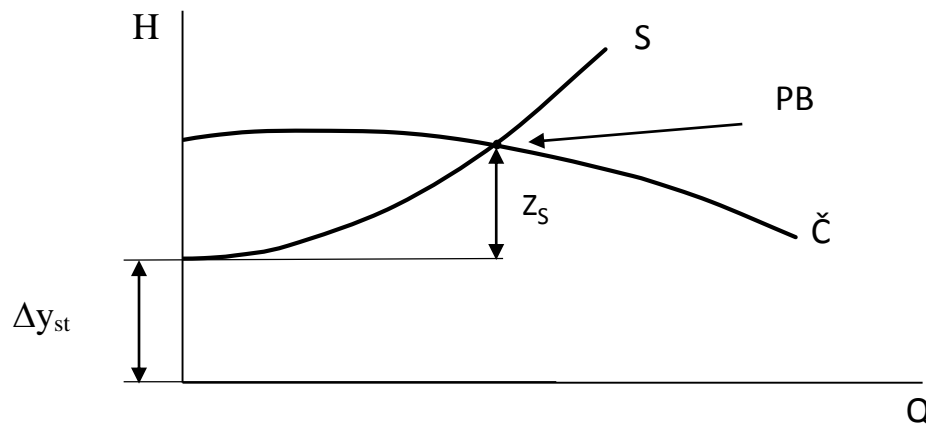
Z definice konstanty plyne, že podíl tlakové ztráty a druhé mocniny průtoku je vždy stejný. To znamená, že bude stejný i v pracovním bodě čerpadla a pokud tento bod bude ležet v bodě maximální účinnosti, bude průtok čerpadlem optimální při optimálním zvýšení celkového tlaku. Z toho plyne, že vhodné čerpadlo by mělo mít ve svém optimálním pracovním bodě poměr zvýšení tlaku ku druhé mocnině průtoku roven přibližně konstantě potrubního systému.

$$K \approx \frac{\Delta p_{opt} - \Delta p_{st}}{Q_{opt}^2} \quad (3.6)$$

Toho lze využít i při výběru čerpadla, pokud chceme porovnávat různé varianty systému. [15]

3.6 Pracovní bod čerpadla

Pracovní neboli provozní bod čerpadla, je průsečík charakteristiky potrubí a charakteristiky čerpadla v grafu H-Q charakteristiky. Jinak řečeno v pracovním bodě nastane rovnost mezi ztrátou potrubního systému a zvýšením celkové měrné energie kapaliny v čerpadle. Optimálně by měl být pracovní bod v nejvyšším bodě křivky účinnosti.



Obr. 3.2 Pracovní bod čerpadla

3.7 Tlakové ztráty v potrubí

Při proudění tekutin dochází vlivem tření o povrch průtočného kanálu k přeměně části kinetické energie na energii tepelnou, a to způsobuje pokles tlaku na druhé straně kanálu a vzniká tlaková ztráta. Tlakové ztráty v potrubí dělíme na ztráty místní a na ztráty třecí. [16]

3.7.1 Třecí ztráty v potrubí

Tlaková ztráta třením v přímém potrubí neproměnného průřezu se vypočítá podle vzorce:

$$\Delta p_{zl} = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} \rho \quad (3.7).$$

Součinitel λ je funkcí Reynoldsova čísla a poměrné drsnosti trubek a pro jeho určení lze použít buď grafu, nebo výpočtových vztahů (3.8) až (3.12).

$$\lambda = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (3.8)$$

kde

$$A = \left\{ 2,457 \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27\varepsilon} \right] \right\}^{16} \quad (3.9)$$

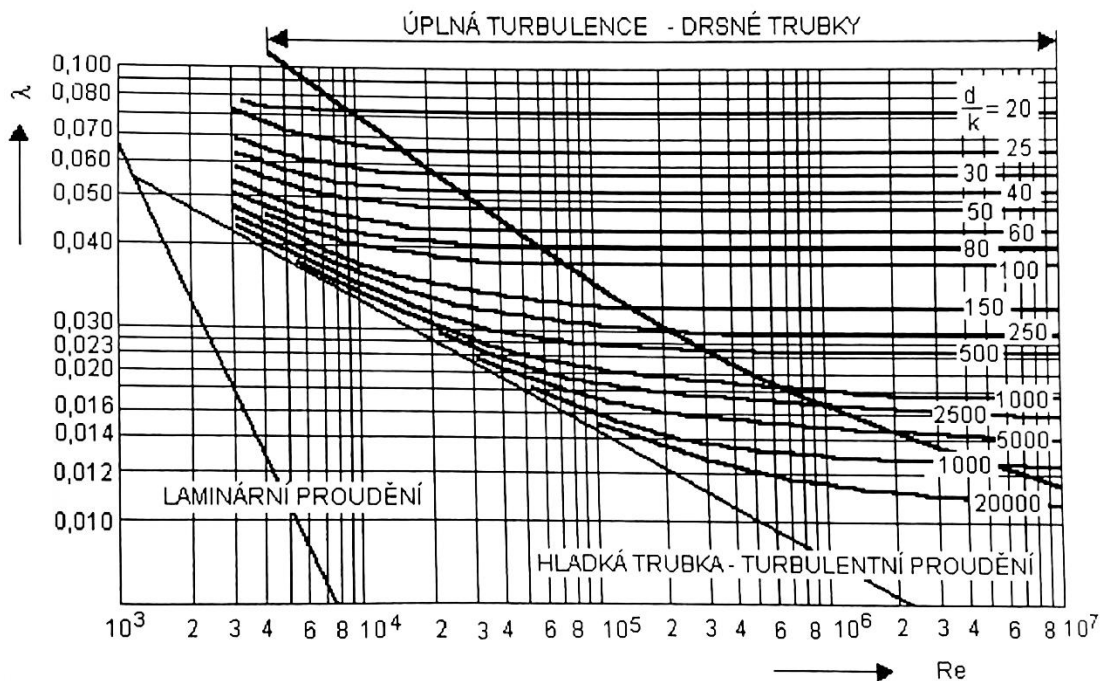
$$B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (3.10)$$

Reynoldsovo číslo vypočítáme podle vzorce:

$$Re = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\mu} \quad (3.11).$$

Poměrná drsnost trubek se stanoví z rovnice:

$$\varepsilon = \frac{k}{d} \quad (3.12).$$



Obr. 3.3 Graf závislosti součinitele tření na Reynoldsově čísle [16]

3.7.2 Místní ztráty v potrubí

Místní ztráty vznikají v místech průtočných částí, ve kterých není potrubní síť přímočará. Těmito prvky mohou být armatury, filtry, odbočky nebo zúžení. Tyto ztráty bývají mnohem intenzivnější než ztráty na přímém potrubí, protože kromě třecích ztrát dochází i ke změně tvaru průtočného kanálu, směru proudění a někdy i ke škrcení. U jednoduchých průtočných prvků by sice ztrátový součinitel vypočítat šlo, častěji se však určuje experimentálně z měření při obvyklém provozním proudění, proto by měl výrobce tento součinitel vždy poskytnout. [16]

Tlaková ztráta místními odpory se vypočítá podle vzorce:

$$\Delta p_{z\zeta} = \zeta \frac{w^2}{2} \rho \quad (3.13).$$

Často se však místní odpory zahrnují do výpočtu pomocí tzv. ekvivalentní délky přímého potrubí, které klade stejný odpor třením jako místní odpory.

Z rovnosti vzorců (3.7) a (3.13)

$$\Delta p_{z\zeta} = \zeta \frac{w^2}{2} \rho = \lambda \frac{l_\zeta w^2}{d} \frac{\rho}{2}$$

vyplývá vztah pro velikost této délky

$$l_\zeta = \sum \zeta \frac{d}{\lambda} \quad (3.14).$$

4 Výběr čerpadla

Úkolem je vybrat vhodné napájecí čerpadlo z katalogu firmy Grundfos, které bude přečerpávat $10 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ vody na mezi sytosti kapaliny o teplotě $105 \text{ }^\circ\text{C}$ z pomocné nádrže kondenzátu do napájecí nádrže. Ztráty ve výtlačném potrubí jsou ekvivalentní sloupci pracovní kapaliny o velikosti 200 metrů, přičemž požadovaný tlak na konci výtlačného potrubí je ekvivalentní výtlačné výšce 50 metrů.

Zadané parametry:

$$Q_m = 10 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}; h_{zv} = 200 \text{ m}; h_k = 50 \text{ m}; t_k = 105 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Hmotnostní průtok čerpadlem je nejprve potřeba podle vzorce (3.1) přepočítat na průtok objemový.

$$Q_v = \frac{Q_m \cdot 3600}{\rho} = \frac{10 \cdot 3600}{954,7} = 37,7 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Parní kondenzát v dobře udržovaném systému by měl být teoreticky čistý a nekorozivní. V praxi se však u většiny sytému setkáváme s tím, že kondenzát obsahuje řadu nežádoucích látek, jako je kyslík nebo oxid uhličitý [2]. To způsobuje, že je parní kondenzát k řadě kovů poměrně agresivní a způsobuje korozi oběžného kola čerpadla. V takových případech je nutné vybrat čerpadlo z korozivzdorné oceli.

Zadanému průtoku a požadavku, aby bylo čerpadlo vyrobeno z korozivzdorné oceli, předběžně vyhovují vertikální, vícestupňová, odstředivá čerpadla in-line řady CRN.[17] Aby mohl být vybrán konkrétní typ z řady CRN je potřeba vypočítat pracovní bod, ve kterém bude čerpadlo pracovat.

4.1 Výpočet pracovního bodu čerpadla

V pracovním bodě čerpadla nastane rovnost mezi ztrátami v potrubí a zvýšením celkové měrné energie vody v čerpadle.

Zvýšení celkové měrné energie vody čerpadlem se vypočítá podle vzorce (3.2).

$$\Delta y = \frac{p_v - p_s}{\rho} + (h_2 - h_1) + z_s + z_v$$

Výškový rozdíl pomocné nádrže kondenzátu a napájecí nádrže je věc dispozice technologie, která zatím není známa, proto předpokládám, že obě tyto nádrže leží ve stejné výšce a výškový rozdíl může být ze vzorce odstraněn.

$$\Delta y = \frac{p_v - p_s}{\rho} + h_{zs} \cdot g + h_{zv} \cdot g$$

Dosazením za Δy podle vzorce (3.3) dostaneme konečnou podobu rovnice pro výpočet ekvivalentní dopravní výšky.

$$H = \frac{p_v - p_s}{\rho \cdot g} + h_{zs} + h_{zv}$$

Požadovaný tlak na konci výtlačného potrubí vypočítáme z ekvivalentní výtlačné výšky H_k , gravitačního zrychlení a hustoty čerpané kapaliny při $105 \text{ }^\circ\text{C}$:

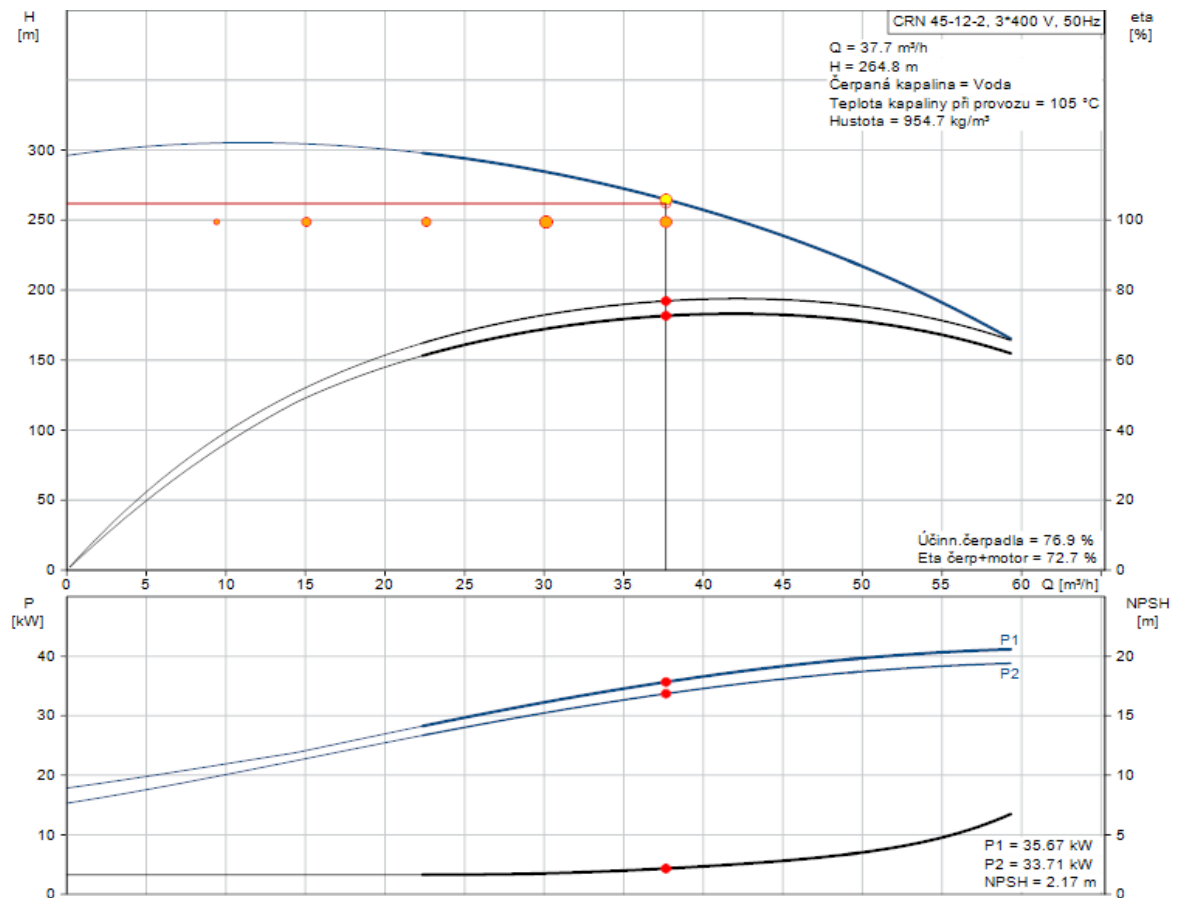
$$p_v = \rho \cdot g \cdot h_k = 468,280 \text{ kPa} \quad (4.1).$$

Tlak na straně sání odpovídá tlaku syté kapaliny o teplotě 105 °C a ten má podle [18] hodnotu 0,122285 MPa.

Ztráty na straně sání nejsou součástí zadání, proto je v této části výpočtu nutné ztráty odhadnout.

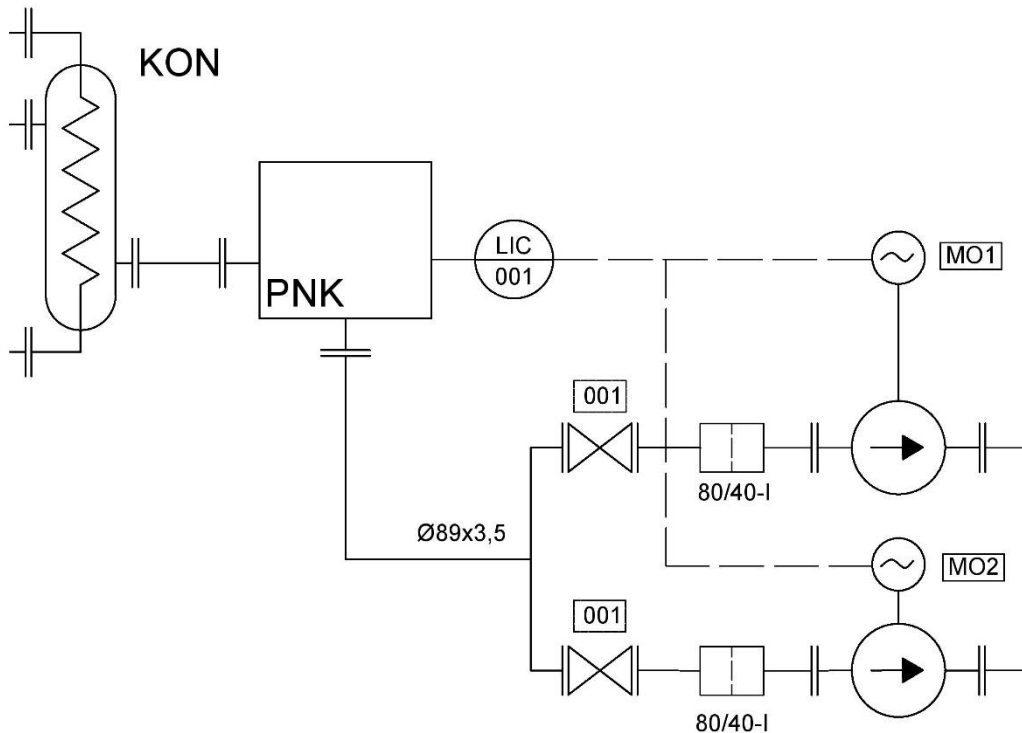
$$H = \frac{468280 - 122285}{954,7 \cdot 9,81} + 25 + 200 = 261,9 \text{ m}$$

Pro požadované hodnoty $Q_V = 37,7 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, dopravní výšku $H = 261,9 \text{ m}$ a teplotu pracovní kapaliny $t_k = 105 \text{ °C}$ se jako nejvhodnější jeví čerpadlo 12-ti stupňové vertikální čerpadlo CRN 45-12-2 A-F-A-E-HQQE, jehož charakteristiku ukazuje obrázek 4.1.



Obr. 4.1 Charakteristika čerpadla Grundfos CRN 45-12-2 A-F-A-E-HQQE [19]

V potrubní trase z pomocné nádrže kondenzátu do napájecí nádrže bývají nejčastěji vřazena paralelně dvě kondenzátní čerpadla, přičemž v provozu je vždy pouze jedno. Druhé kondenzátní čerpadlo je záložní a používá se v případě poruchy nebo čištění filtrů u prvního čerpadla. Před každým kondenzátním čerpadlem se nachází uzavírací ventil, který slouží k úplnému uzavření nebo otevření průtoku kapaliny a to právě v případě poruchy nebo čištění filtrů, tzn., že v normálním provozu je jeden uzavírací ventil vždy uzavřený a druhý otevřený.



Obr. 4.2 Schéma zapojení čerpadla na straně sání

M01 číslo motoru, **001** číslo ventilu, **KON** kondenzátor, **PNK** pomocná nádrž kondenzátu, **LIC** řídicí jednotka

4.2 Návrh sacího potrubí

Střední rychlost proudění kondenzátu se spočítá z rovnice kontinuity pro stacionární proudění podle rovnice:

$$Q_m = S \cdot w \cdot \rho \quad (4.2).$$

S je průtočný průřez v našem případě kruhovitěho tvaru:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (4.3).$$

Čerpadlo má potrubní přípojku DN80 a PN40, proto navrhuji, aby i sací potrubí mělo jmenovitou světlost DN80 a jmenovitý tlak PN40, čemuž odpovídá vnitřní průměr $d=82$ mm [16].

Dosazením do rovnice a vyjádřením střední rychlosti proudění dostáváme vztah:

$$w = \frac{Q_m \cdot 4}{\rho \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{10 \cdot 4}{954,7 \cdot \pi \cdot 0,082^2} = 1,983 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Nyní je třeba určit koeficient tření λ . Ten určíme odečtením z grafu závislosti koeficientu tření na Reynoldsově čísle, nejprve je však potřeba vypočítat Reynoldsovo číslo a převrácenou hodnotu poměrné drsnosti trubek.

Reynoldsovo číslo vypočteme podle vzorce (3.11)

$$Re = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\mu}$$

Kde μ je dynamická viskozita pro teplotu 105 °C podle [16] 265,5 mPa·s

$$Re = \frac{1,98 \cdot 0,082 \cdot 954,7}{265,5 \cdot 10^{-6}} = 583823$$

Poměrnou drsnost trubek stanovíme z rovnice (3.12).

$$\varepsilon = \frac{k}{d}$$

Absolutní drsnost vnitřní stěny trubky k , závisí na materiálu, výrobě a stavu trubky. Pro mnou navržené nové, ocelové, svařované trubky je drsnost podle [16] 0,05 mm.

$$\varepsilon = \frac{0,05}{82} = 0,000610$$

K odečtení λ z Moodyho diagramu je však potřeba převrácená hodnota poměrné drsnosti trubek

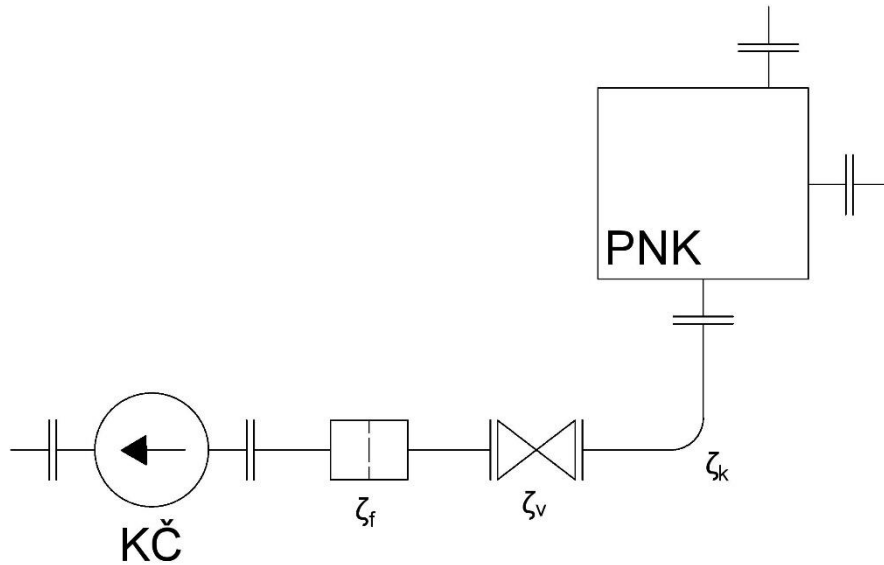
$$\varepsilon = \frac{82}{0,05} = 1640$$

Odečtený součinitel tření má hodnotu $\lambda=0,017$.

Ztráty v potrubí místními odpory nejprve pro zjednodušení výpočtu přepočítám na rovnocennou délku přímého potrubí podle vzorce (9), nejprve však musí být jednotlivé součinitelé sečteny. Výčet všech místních odporů a k nim náležícím ztrátovým součinitelům je v tabulce 4.1, v obrázku 4.3 pak jejich posloupnost v sacím potrubí. Uzavírací ventil i filtr jsou od firmy LDM Valves [20],[21], koleno má poměr $\frac{r}{D} = 1,5$ a jeho ztrátový součinitel je 0,17. [22]

Tab. 4.1 Ztrátové součinitelé jednotlivých místních odporů

Místní odpor	Symbol	Ztrátový součinitel
Koleno	ζ_k	0,17
Uzavírací ventil	ζ_v	4,9
Filtr	ζ_f	3,0
Součet		8,07



Obr. 4.3 Sací potrubí s vyznačenými místními ztrátami

CH chladič, **PNK** pomocná nádrž kondenzátu, **KČ** kondenzátní čerpadlo, ζ_f ztrátový součinitel filtru, ζ_v ztrátový součinitel ventilu, ζ_k ztrátový součinitel kolene

Ekvivalentní délka přímého potrubí je tedy podle vzorce (3.14):

$$l_\zeta = 8,07 \cdot \frac{0,082}{0,017} = 38,93 \text{ m.}$$

Délka přímé části potrubí se podle [23] navrhuje jako 5-10ti násobek průměru potrubí mezi každými dvěma místními odpory. V tomto případě jsou tyto úseky 4, tzn., že celková délka přímé části potrubí bude $4 \times 0,8$ metrů, tedy 3,2 metru.

Pro celkovou tlakovou ztrátu v sacím potrubí použijí vzorec (3.7).

$$\Delta p_z = \lambda \frac{L w^2}{d^2} \rho$$

Kde L je součet ekvivalentní délky a délky přímé části potrubí, tedy 42,13 metrů.

Celková tlaková ztráta je tedy:

$$\Delta p_z = 0,017 \cdot \frac{42,13}{0,082} \cdot \frac{1,98^2}{2} \cdot 954,7 = 16,345 \text{ kPa.}$$

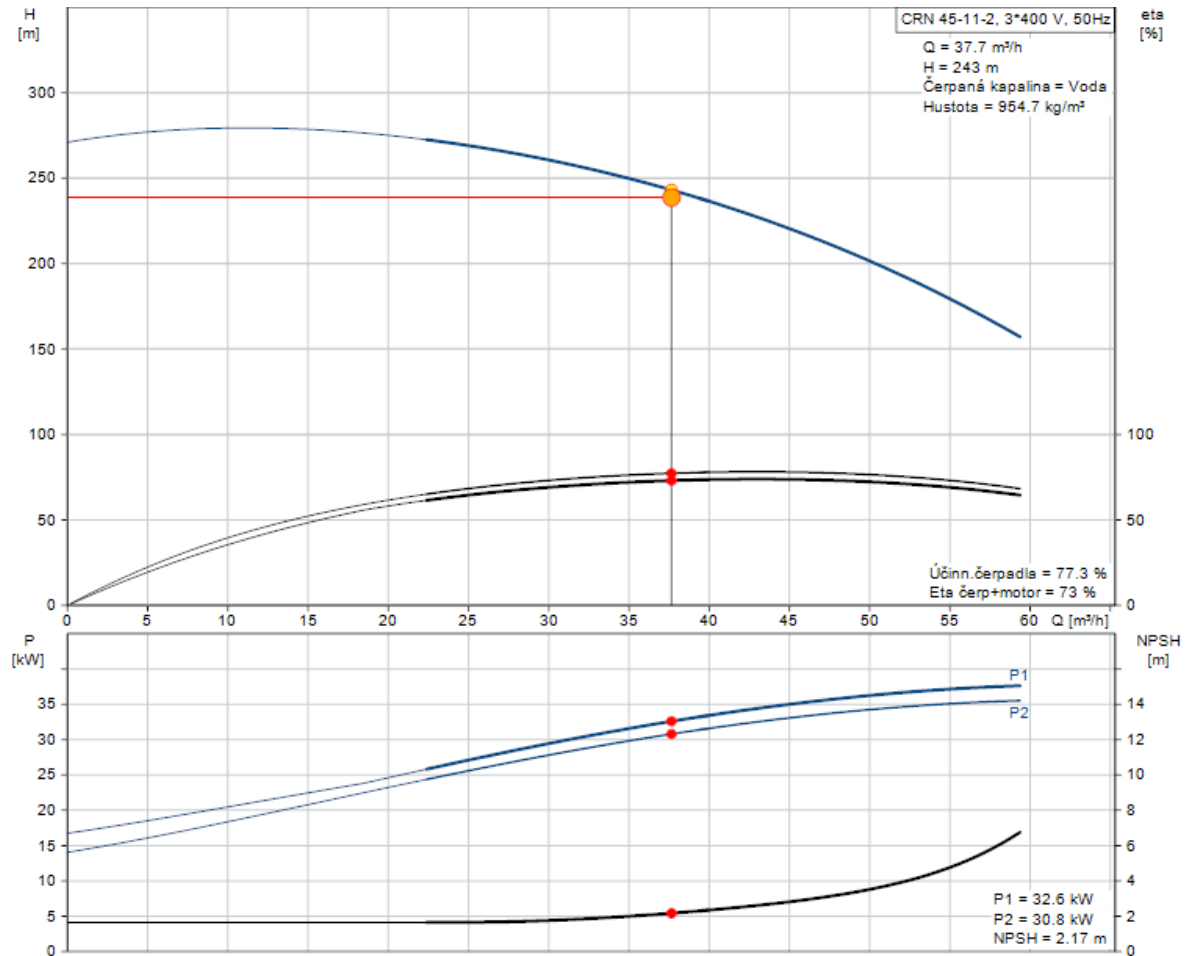
Převede-li se tlaková ztráta na ekvivalentní ztrátovou dopravní výšku podle vzorce (4.1), vyjde ekvivalentní ztrátová výška sání.

$$h_{zs} = \frac{16345}{9,81 \cdot 954,7} = 1,75 \text{ m}$$

Skutečná ekvivalentní dopravní výška bude tedy podle rovnic (3.2) a (3.3):

$$H = \frac{468280 - 122285}{954,7 \cdot 9,81} + 1,75 + 200 = 238,7 \text{ m.}$$

Z nově vypočtených hodnot pracovního bodu se jako vhodnější čerpadlo jeví 11-ti stupňové vertikální čerpadlo Grundfos CRN 45-11-2A-F-A-E-HQQE, jehož charakteristiku ukazuje obrázek 4.4.



Obr. 4.4 Charakteristika čerpadla Grundfos CRN 45-11-2A-F-A-E-HQQE [24]

Aby byl výpočet kompletní, je třeba vypočítat minimální výšku sání NPSHA, při které ještě nedojde ke kavitaci.

Hodnota NPSH je funkcí průtoku a výrobce v tomto případě uvádí hodnotu NPSH=2,17m. NPSH se však měří pro určitý druh pracovní kapaliny při teplotě 20°C, proto je nezbytné v tomto případě tuto hodnotu přepočítat podle vzorce (1.1) na požadovanou NPSHR, tedy při teplotě pracovní kapaliny 105°C.

$$NPSHR \approx NPSH + \frac{1}{\rho \cdot g} (p_s(t_s) - p_s(t_{ref}))$$

Při výpočtu NPSHR je použita přibližná hodnota hustoty vody při atmosferickém tlaku 101 325,25 Pa a teplotě 20°C $\rho = 998,207 \text{ kg} \cdot \text{m}^3$. Tlak syté kapaliny při referenční teplotě 20 °C je podle [17] 0,002337 MPa a při teplotě 105°C 0,120800 MPa.

$$NPSHR \approx 2,17 + \frac{1}{998,207 \cdot 9,81} (120800 - 2337)$$

$$NPSHR \approx 14,27 \text{ m}$$

Minimální sací výška poskytovaná NPSHA se tedy vypočítá podle vzorce (1.2).

$$NPSHA = NPSHR + \Delta h + h_{zs}$$

Kde Δh kompenzuje nepřesnosti při přepočtu NPSH na NPSHR. U vodních hydrodynamických čerpadel je tato hodnota přibližně 0,6 [2]. Protože se na sací straně čerpadla nachází potrubí se ztrátami H_s , je potřeba tyto ztráty k NPSHA připočítat.

$$NPSHA = 14,27 + 0,6 + 1,75 = 16,62 \text{ m}$$

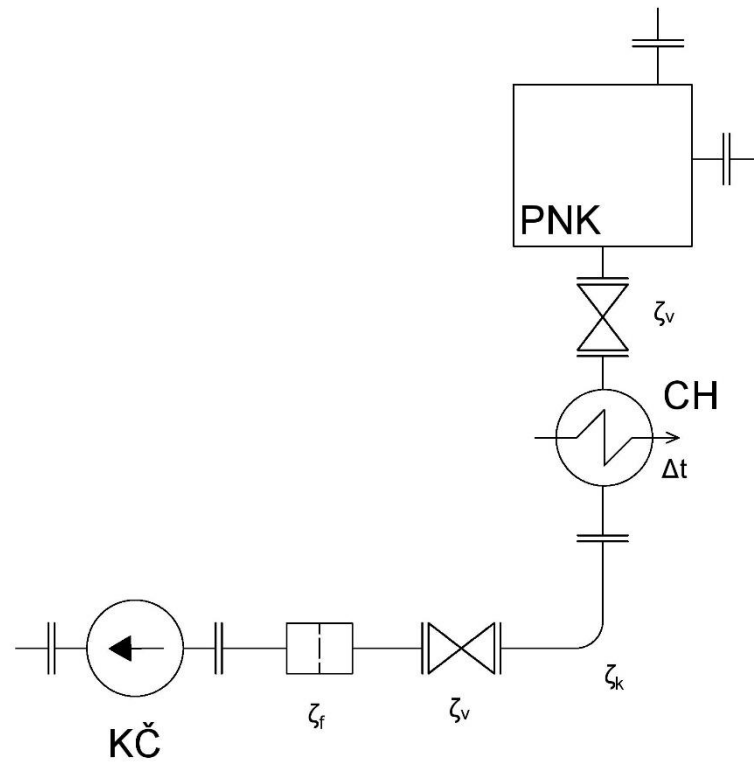
Výsledná hodnota NPSHA je vysoká a v případě, že by dispozice elektrárny nedovolovaly takovou hodnotu NPSHA, bylo by vhodné tuto hodnotu snížit. Toho lze dosáhnout snížením ztrát v sacím potrubí, nebo snížením hodnoty NPSHR a to hned několika způsoby. První možností je předřadit před kondenzátní čerpadlo tzv. podávací čerpadlo, které bude mít nižší otáčky a zvýší tlak na hodnoty, při kterých už nebude v hlavním čerpadle vznikat kavitace. Další možností je kondenzát před čerpáním ochladit a to buď předřazením výměníku před kondenzátní čerpadlo, nebo smícháním kondenzátu s chladnější vodou z jiné části technologie. Ochlazením se kapalina oddálí od meze sytosti a zároveň od hrozby kavitace. Ztráty v sacím potrubí by také bylo možné snížit větším průměrem sacího potrubí, maximálně však o jednu velikost [23].

Jelikož nejsou známi dispozice elektrárny, ani jaká maximální hodnota NPSHA by ještě byla možná realizovat, jsou v tabulce 4.2 shrnuty varianty ochlazení kondenzátu a k nim příslušné hodnoty NPSHR.

Tab. 4.2 Hodnoty NPSHR při různých teplotách

Teplota (°C)	Tlak (Pa)	NPSHR (m)
105	120800	14,27
95	84530	10,56
80	47360	6,77
70	31160	5,11
60	19920	3,97
50	12335	3,19

Je potřeba myslet na to, že před zařízení na ochlazení kondenzát je vhodné předřadit uzavírací ventil, aby bylo v případě poruchy možné průtok kapaliny uzavřít. V tomto uzavíracím ventilu, a i v zařízení na ochlazení kondenzátu bude docházet k dalším místním ztrátám, s kterými je třeba počítat a celkové ztráty v sacím potrubí je nutné přepočítat.



Obr. 4.5 Sací potrubí po přidání chladiče kondenzátu

CH chladič, **PNK** pomocná nádrž kondenzátu, **KČ** kondenzátní čerpadlo, ζ_f ztrátový součinitel filtru, ζ_v ztrátový součinitel ventilu, ζ_k ztrátový součinitel kolene

5 Závěr

Cílem teoretické části této bakalářské práce bylo popsat problémy při přečerpávání kondenzátu, typy kondenzátních čerpadel a zásady pro jejich výběr. Problémy při přečerpávání kondenzátu, konkrétně kavitace, která je největší hrozbou tohoto procesu, jsou popsány v první části. Je zde uvedena charakteristika, princip i následky, které kavitace způsobuje. V druhé části jsou uvedeny typy čerpadel vhodných pro přečerpávání kondenzátu včetně jejich stručných charakteristik a jejich výhod i nevýhod. Třetí část se zaměřuje na parametry čerpadel a potrubní sítě, které jsou zásadní pro výběr vhodného čerpadla.

Hlavním cílem praktické části této práce bylo vybrat vhodné čerpadlo, podle předem zadaných parametrů provozu. Nejprve byl vypočítán pracovní bod čerpadla a podle něj bylo předběžně vybráno vhodné čerpadlo z katalogu firmy Grundfos. Jelikož však součástí zadání nebyly informace o potrubí na straně sání čerpadla, byly ztráty v tomto potrubí nejprve odhadnuty. Později bylo navrženo konkrétní sací potrubí a spočítány ztráty, které v tomto potrubí budou vznikat. Prvotní odhad ztrát se ukázal nesprávný a reálné ztráty vyšly výrazně nižší. S ohledem na reálné ztráty v sacím potrubí byl pracovní bod čerpadla přepočítán a podle něj vybráno čerpadlo jiné. Nakonec byla vypočítána minimální výška sání NPSHA, při které by ještě v čerpadle nedošlo ke kavitaci. Hodnota této minimální výšky se ukázala jako vysoká a proto jsou zde vypsány metody, kterými by bylo možné tuto výšku snížit. Dle mého názoru by bylo nejvhodnější zvolit metodu ochlazení kondenzátu, jelikož však nejsou známy prostorové dispozice provozu a tudíž není zjevné, jaká maximální výška by byla přípustná, je zde uvedena pouze závislost NPSHA na teplotě kondenzátu.

Seznam použitých zdrojů

- [1] Focus-It: Cavitation [online]. [cit. 2019-04-11]. Dostupné z: <http://eswt.net/cavitation>.
- [2] ŠKORPÍK, Jiří. Vodní turbíny a hydrodynamická čerpadla, Transformační technologie, 2011-06, [last updated 2017-08-31]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/21.html>.
- [3] MELICHAR, Jan, Jaroslav BLÁHA a Karel BRADA. Hydraulické stroje: konstrukce a provoz. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02657-4.
- [4] Michael Smith Engineers: Suction pipeline design [online]. [cit. 2019-04-11]. Dostupné z: <https://www.michael-smith-engineers.co.uk/resources/useful-info/suction-pipeline-design>.
- [5] Introduction to Condensate Recovery. TLV [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.tlv.com/global/TI/steam-theory/introduction-to-condensate-recovery.html>.
- [6] Condensate Pumps Information. Engineering360 [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: https://www.globalspec.com/learnmore/flow_transfer_control/pumps/condensate_traps_pumps.
- [7] NECHLEBA, Miroslav, HUŠEK, Josef. Hydraulické stroje, 1966. Vydání první. Praha Státní nakladatelství technické literatury.
- [8] FAIRCLOUGH, Caty. Predict the Performance of Rotating Cone Micropumps with Simulation. In: Comsol [online]. 2017-03-23 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.comsol.com/blogs/predict-the-performance-of-rotating-cone-micropumps-with-simulation/>.
- [9] Peristaltic Pumps Information. Engineering360 [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.globalspec.com/learnmore/flowtransfercontrol/pumps/peristalticpumps>.
- [10] The Basics of a Peristaltic Pump. In: Velodyne systems [online]. 2016-5-18 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://velodynesystems.com/blog/2016/05/18/the-basics-of-a-peristaltic-pump/>
- [11] Diaphragm Pumps Information. Engineering360 [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: https://www.globalspec.com/learnmore/flow_transfer_control/pumps/diaphragm_pumps.
- [12] Diaphragm & Screw Pumps. Pumps and pumping equipments [online]. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://pumps-pumpingequipments.blogspot.com/2016/11/diaphragm-screw-pump.html>.
- [13] Piston Pumps and Plunger Pumps Information. Engineering360 [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: https://www.globalspec.com/learnmore/flow_transfer_control/pumps/piston_plunger_pumps.

- [14] HRUŠKA, Jan. Čerpadla-multimediální učební pomůcka [online]. 2008 [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: http://katedry.osu.cz/kpv/cerpadla-jh/Jan_Hruska_MUC_soubory/page0002.htm.
- [15] ŠKORPÍK, Jiří. Vznik tlakové ztráty při proudění tekutiny, Transformační technologie, 2010-12, [last updated 2018-10-08]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/38.html>.
- [16] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1334-4.
- [17] Vícestupňová odstředivá čerpadla CR a CRE. Grundfos [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://cz.grundfos.com/Produkty/find-product/vicestupnova-odstrediva-cerpadla-cr-cre.html>.
- [18] PAVELEK, Milan. Termomechanika. Vyd. 3. přeprac., V Akademickém nakladatelství CERM 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80-214-2409-5.
- [19] Product selection. Grundfos [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?custid=GMA&lang=CSY&productnumber=96123138&qcid=551745032>.
- [20] Filtry přírubové. LDM valves [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <http://www.ldmvalves.com/images/stories/katalog/01095CZ.pdf>.
- [21] Uzavírací ventily. LDM valves [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <http://www.ldmvalves.com/images/stories/katalog/01026CZ.pdf>.
- [22] Místní tlakové ztráty. IPotrubí.cz [online]. 2015-05-02 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <http://www.ipotrubí.cz/clanky/6.-hydrodynamicke-a-termodynamicke-vypocty/2.-vypocet-tlakovych-ztrat/3.-mistni-tlakove-ztraty.html>.
- [23] SIMPSON, Jeff. 5 basic rules of pump piping. Crane engineering [online]. 2014-09-23 [cit. 2019-04-05]. Dostupné z: <https://blog.craneengineering.net/5-basic-rules-of-pump-piping>.
- [24] Product selection. Grundfos [online]. [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?from_suid=155766405222009842473056412568&pumpssystemid=568188403&qcid=568188583

Seznam použitých značek a symbolů

Symbol	Veličina	Rozměr
Δp_{opt}	Optimální zvýšení tlaku	[Pa]
Δp_{st}	požadovaný celkový statický tlak v systému	[Pa]
Δp_z	Tlaková ztráta	[Pa]
Δp_{zl}	Tlaková ztráta v přímé části potrubí	[Pa]
$\Delta p_{z\zeta}$	Tlaková ztráta způsobená místními odpory	[Pa]
Δy	Změna měrné energie	[J·kg ⁻¹]
Δy_{st}	statická měrná energie v systému	[J·kg ⁻¹]
d	Vnitřní průměr	[m]
g	Tíhové zrychlení	[m·s ⁻²]
h	Výška	[m]
H	Ekvivalentní dopravní výška	[m]
h_{zk}	Ekvivalentní výška na konci výtlačného potrubí	[m]
h_{zs}	Ekvivalentní ztrátová výška sání	[m]
h_{zv}	Ekvivalentní ztrátová výška výtlačku	[m]
K	Konstanta potrubního systému	[-]
k	Absolutní drsnost vnitřní stěny trubky	[m]
l	Délka přímého potrubí	[m]
l_ζ	Ekvivalentní délka přímého potrubí	[m]
$NPSH$	minimální sací výška čerpadla pro teplotu t_{ref}	[m]
$NPSHA$	bezpečná sací výška čerpadla, při které nedochází ke kavitaci	[m]
$NPSHR$	požadovaná sací výška při pracovní teplotě t	[m]
p	Tlak	[Pa]
p_v	Požadovaný tlak na konci výtlačného potrubí	[Pa]
Q_m	Hmotnostní průtok	[kg·s ⁻¹]
Q_{opt}	Optimální průtok	[m ³ ·h ⁻¹]
Q_v	Objemový průtok	[m ³ ·h ⁻¹]

Ztráty při přečerpávání kondenzátu a jejich vliv na pracovní bod kondenzátního čerpadla

Symbol	Veličina	Jednotka
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
S	Průtočný průřez	[m ²]
w	Střední rychlost proudění	[m·s ⁻¹]
ε	Poměrná drsnost potrubí	[-]
ζ	Ztrátový součinitel	[-]
ζ _f	Ztrátový součinitel filtru	[-]
ζ _k	Ztrátový součinitel kolene	[-]
ζ _v	Ztrátový součinitel uzavíracího ventilu	[-]
λ	Třecí součinitel	[-]
μ	Dynamická viskozita	[Pa·s]
ρ	Hustota	[kg·m ⁻³]

Zkratka	Význam
KČ	Kondenzátní čerpadlo
PNK	Pomocná nádrž kondenzátu
KON	Kondenzátor
CH	Chladič
NPSH	Net positive suction head
NPSHA	Net positive suction head available
NPSHR	Net positive suction head required

Seznam obrázků

Obr. 1.1 Imploze kavitačních bublin.....	12
Obr. 1.2 Pokles tlaku při průchodu kapaliny odstředivým čerpadlem.....	13
Obr. 2.1 Princip funkce odstředivého čerpadla.....	15
Obr. 2.2 Princip funkce peristaltického čerpadla.....	16
Obr. 2.3 Princip funkce membránového čerpadla.....	17
Obr. 2.4 Princip funkce dvojčinného pístového čerpadla	17
Obr. 3.1 Charakteristika čerpadla.....	20
Obr. 3.2 Charakteristika potrubí.....	20
Obr. 3.2 Pracovní bod čerpadla.....	21
Obr. 3.3 Graf závislosti součinitele tření na Reynoldsově čísle.....	22
Obr. 4.1 Charakteristika čerpadla Grundfos CRN 45-12-2 A-F-A-E-HQQE.....	25
Obr. 4.2 Schéma zapojení čerpadla na straně sání.....	26
Obr. 4.3 Sací potrubí s vyznačenými místními ztrátami.....	28
Obr. 4.4 Charakteristika čerpadla Grundfos CRN 45-11-2A-F-A-E-HQQE.....	29
Obr. 4.5 Sací potrubí po přidání chladiče kondenzátu.....	31

Seznam tabulek

Tab. 4.1 Ztrátové součinitele jednotlivých místních odporů	27
Tab. 4.2 Hodnoty NPSHR při různých teplotách	30