

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T013 Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Příčiny vzniku kavitace v sacím potrubí podávacích čerpadel napájecího soustrojí elektrárenského bloku 660MW

Autor: **Václava DOBŠÍČKOVÁ**
Vedoucí práce: **Ing. Vladimír KŘENEK**

Akademický rok 2011/2012

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracovala samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu literatury, který je součástí této diplomové práce. Dalšími zdroji informací pro mě byly rady vedoucího diplomové práce a konzultanta ze Škody Power a.s.

V Plzni dne:

.....

Dobšíčková Václava

Upozornění

Využití a společenské uplatnění výsledků diplomové práce včetně uváděných vědeckých a výrobně-technických poznatků nebo jakékoliv nakládání s nimi je možné pouze na základě autorské smlouvy a souhlasu fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Poděkování

Ráda bych v úvodu své diplomové práce poděkovala všem pedagogickým pracovníkům Katedry konstruování energetických strojů a zařízení. Zvláště pak velice děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Vladimíru Křenkovi a konzultantu ze Škody Power Ing. Janu Neckářovi, kteří mi svými cennými radami pomohli při vypracování této diplomové práce.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

| | | |
|----------------------|--|--------------------------|
| AUTOR | Příjmení Dobšíčková | Jméno Václava |
| STUDIJNÍ OBOR | 2302T013 „Stavba energetických strojů a zařízení“ | |
| VEDOUcí PRÁCE | Příjmení (včetně titulů) Ing. Křenek | Jméno Vladimír |
| PRACOVIŠTĚ | ZČU - FST - KKE | |
| DRUH PRÁCE | DIPLOMOVÁ | BAKALÁŘSKÁ |
| NÁZEV PRÁCE | Příčiny vzniku kavitace v sacím potrubí podávacích čerpadel napájecího soustrojí elektrárenského bloku 660MW | |

| | | | | | |
|----------------|---------|----------------|---|--------------------|------|
| FAKULTA | Strojní | KATEDRA | Katedra energetických strojů a zařízení | ROK ODEVZD. | 2012 |
|----------------|---------|----------------|---|--------------------|------|

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

| | | | | | |
|---------------|-----|---------------------|----|----------------------|---|
| CELKEM | 103 | TEXTOVÁ ČÁST | 96 | GRAFICKÁ ČÁST | 5 |
|---------------|-----|---------------------|----|----------------------|---|

| | |
|---|--|
| STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY | <p>Diplomová práce zahrnuje jak obecné příčiny vzniku kavitace u energetických strojů, tak i výpočtovou kontrolu kavitace v sacím traktu v elektrárně Ledvice 660MW.</p> <p>V elektrárně Ledvice 660MW jsou čerpadla zapojena ve složení 2+1, tudíž výpočtová kontrola kavitace je spočítána pro všechny sací trakty této napájecí stanice. Celá potrubní trasa je rozdělena na několik bodů; ve zvolených místech je počítán skutečný tlak p_v a pokud je menší, než je minimálně potřebný tlak p_{vdov}, dochází zde ke kavitaci (což je nepřipustné).</p> <p>Výpočet je proveden pro dvě varianty; kdy v první variantě je průměr potrubí volen větší než u druhé varianty. Výsledky vycházejí lépe u varianty s menšími průměry sacího potrubí. Celá potrubní trasa je namodelována v 3D programu.</p> |
| KLÍČOVÁ SLOVA | Kavitace, sací trakt, výpočtová kontrola kavitace, napájecí čerpadlo, podávací čerpadlo, elektrárna Ledvice 660MW |

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

| | | |
|--------------------------|---|-------------------------|
| AUTHOR | Surname Dobšíčková | Name Václava |
| FIELD OF STUDY | 2302T013 „Design of Power Machines and Equipment” | |
| SUPERVISOR | Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Křenek | Name Vladimír |
| INSTITUTION | ZČU - FST - KKS | |
| TYPE OF WORK | DIPLOMA | BACHELOR |
| TITLE OF THE WORK | The Causes of Cavitation in the suction pipe of The Feed Pump in the power plant unit Ledvice 660 MW | |

| | | | | | |
|----------------|------------------------|-------------------|--|---------------------|------|
| FACULTY | Mechanical Engineering | DEPARTMENT | Design of Power Machines and Equipment | SUBMITTED IN | 2012 |
|----------------|------------------------|-------------------|--|---------------------|------|

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

| | | | | | |
|----------------|-----|------------------|----|-----------------------|---|
| TOTALLY | 103 | TEXT PART | 96 | GRAPHICAL PART | 5 |
|----------------|-----|------------------|----|-----------------------|---|

| | |
|---|--|
| BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS | <p>This thesis includes the general causes of cavitation energy machines and computational control of cavitation in the intake tract related to the power plant Ledvice 660MW.</p> <p>Feed pumps composition is 2+1 in this power plant so the calculation of cavitation control is calculated for all tracts of this suction feed station. The entire pipeline route is divided into several points and actual pressure p_v is calculated at selected locations. Cavitation begins where there is less than the minimum required pressure p_{vdov} and is unacceptable.</p> <p>Calculations are performed for two variants, where the first option is chosen for pipe diameter larger than the other variant. Results are based on a better version with a smaller diameter suction pipe. The entire pipeline route is modeled in a 3D program.</p> |
| KEY WORDS | Cavitation, suction system, the calculation of cavitation control, feed pump, system pump, power plant Ledvice 660MW |

Obsah

| | |
|--|----|
| 1 Přehled použitých označení a jednotek..... | 1 |
| 2 Úvod..... | 7 |
| 3 Kavitace [1], [5] | 8 |
| 3.1 Historie..... | 8 |
| 3.2 Podstata kavitačního jevu..... | 9 |
| 3.3 Vývoj a typy kavitací..... | 10 |
| 3.3.1 Rozdělení kavitace podle tvaru..... | 11 |
| 3.3.2 Rozdělení kavitace podle místa výskytu a její stability..... | 11 |
| 3.3.3 Výskyt a životnost kavitační bubliny..... | 11 |
| 3.4 Kavitace na profilech a rotačních tělesech..... | 12 |
| 3.5 Účinky kavitace na materiál [1]..... | 13 |
| 4 Kavitace v čerpadlech [1], [11]..... | 14 |
| 4.1 Kavitace v sacích traktech..... | 15 |
| 4.2 Kavitace v odstředivých čerpadlech..... | 15 |
| 4.2.1 Vliv teploty dopravované kapaliny..... | 17 |
| 4.2.2 Kavitační deprese – (NPSH: Net Positive Suction Head)..... | 18 |
| 4.2.3 Odvození veličiny NPSH..... | 19 |
| 4.2.4 Kavitační součinitel a kavitační čísla..... | 20 |
| 4.3 Návrh a kontrola napájecí soustrojí s přihlédnutím vlivu kavitace..... | 23 |
| 4.4 Vzorce použité při kontrole kavitace v sacím traktu..... | 26 |
| 4.4.1 Výpočet teplot dle směšovacího zákona..... | 26 |
| 4.4.2 Výpočet skutečného tlaku pv..... | 26 |
| 4.4.3 Skutečný tlak za provozu pv (31). | 27 |
| 4.4.4 Minimálně potřebný tlak pvdov:..... | 27 |
| 4.4.5 Kritický čas..... | 28 |
| 4.4.6 Tlakové ztráty..... | 28 |
| 5 Elektrárna Ledvice 660MW | 29 |
| 5.1 Funkce napájecí stanice obecně..... | 29 |
| 5.2 Napájecí stanice nového bloku 660 MW | 30 |
| 5.2.1 Napájecí nádrž (NN)..... | 31 |
| 5.2.2 Napájecí čerpadlo typ Sigma KNE 5.1..... | 32 |
| 5.2.3 Podávací čerpadlo 300-QHD-623..... | 34 |
| 5.2.4 Pohon napájecích čerpadel..... | 41 |
| 6 Tlakové ztráty v potrubí[7], [8], [9]..... | 42 |
| 6.1 Odvození tlakové ztráty..... | 42 |
| 6.2 Výpočet tlakové ztráty při kontrole kavitace..... | 43 |
| 6.3 Místní ztráty..... | 44 |
| 6.4 Třecí ztráty [10]..... | 46 |
| 6.4.1 Vazká podvrstva, určení druhu stěny potrubí..... | 49 |
| 7 Limitující podmínky pro projektování potrubí napájecí stanice vlivem kavitace [1], [13], [20], [21], [22]..... | 50 |
| 7.1 Ochrana proti kavitaci a zlepšení sací schopnosti odstředivých čerpadel..... | 51 |
| 7.2 Prostředky k zaručení dostatečné rezervy..... | 52 |
| 7.2.1 Nastavení ochrany na sání podávacího čerpadla..... | 52 |
| 7.3 Doporučení pro návrh sacího potrubí..... | 54 |
| 8 Kontrola kavitace v sacím potrubí napájecí stanice ELE Ledvice..... | 57 |

| | |
|--|----|
| 8.1 Oplatková teorie a zjednodušující předpoklady..... | 57 |
| 8.2 Postup k výpočtové kontrole vzniku kavitace v sacím potrubí..... | 58 |
| 8.3 Výpočtová kontrola sacího traktu..... | 64 |
| 8.4 Kontrola kavitace 1.návrhu..... | 66 |
| 8.4.1 Přehled výsledků 1.varianty..... | 70 |
| 8.5 Kontrola vzniku kavitace v 2.návrhu..... | 76 |
| 8.5.1 Přehled výsledků 2.varianty..... | 77 |
| 8.6 Porovnání 1. a 2. varianty..... | 82 |
| 9 Výpočet čerpadel pro zadané parametry..... | 84 |
| 9.1 Výpočet podávacího čerpadla dle zadaných parametrů..... | 85 |
| 9.2 Výpočet napájecího čerpadla | 88 |
| 10 Závěr..... | 90 |
| 11 Seznam použitých zdrojů..... | 91 |

1 Přehled použitých označení a jednotek

Kapitola 4: „Kavitace v čerpadlech“ - strana 14

| Označení | Jednotka | Popisek |
|-----------------|------------------------|--|
| h_s | [m] | geodetická sací výška |
| h_{zs} | [m] | ztrátová výška zahrnující všechny ztráty od hladiny v sací nádrži až k přírubě v sání čerpadla |
| h_g | [m] | geodetická výška |
| h_{sk} | [m] | maximální geodetická sací výška |
| h_{sd} | [m] | dovolená geodetická sací výška (záporná hodnota h_{sd} =nátoková výška) |
| H | [m] | dopravní výška |
| n | [1.min ⁻¹] | otáčky |
| n_s | [1.min ⁻¹] | specifické otáčky |
| p | [Pa] | tlak na hladině nádrže (při referenčním měření minimální sací výšky) |
| p_1 | [Pa] | tlak kapaliny na náběžné hraně lopatky |
| p_o | [Pa] | tlaku v sací nádrži |
| p_n | [Pa] | tlak nasycených par |
| p_s | [Pa] | absolutní tlak nasycených par |
| $p_s(T_{ref})$ | [Pa] | tlak syté kapaliny při referenční teplotě |
| r_1 | [m] | vnější poloměr oběžného kola na vstupu |
| S_p, S_k, S_s | [-] | kavitační čísla |
| Q_v | [kg.s ⁻¹] | průtok čerpadlem |
| Q_{vs} | [kg.s ⁻¹] | průtok při stržení charakteristiky čerpadla |
| Q_{vk} | [kg.s ⁻¹] | kritický průtok |
| V_{NN} | [m ³] | objem napájecí nádrže |
| w_1 | [m.s ⁻¹] | rychlost kapaliny na náběžné hraně lopatky |
| w_s | [m.s ⁻¹] | vstupní rychlost vody do čerpadla |
| ρ | [kg.m ⁻³] | měrná hmotnost vody v NN |
| σ | [-] | kavitační součinitel |
| σ_{ks} | [-] | kritický kavitační součinitel |
| Δh | [m] | kavitační výška |
| Δh_d | [m] | dovolená kavitační výška $\Delta h_d = \varphi \Delta h_k$ |
| Δh_k | [m] | kritická kavitační výška (kavitační deprese) |

| | | |
|------------------------|-----------------------|--|
| Δh_s | [m] | kavitační výška u sací příruby |
| $\Delta Y_{z, hrdla}$ | [J.kg ⁻¹] | ztráty vznikající při proudění kapaliny v hrdle čerpadla |
| $\Delta Y_{z, profil}$ | [J.kg ⁻¹] | ztráty vznikající při proudění kolem profilu |

Kapitola 4.3: „Návrh a kontrola napájecí soustrojí s přihlédnutím vlivu kavitace“ - strana 23**Kapitola 4.4: „Vzorce použité při kontrole kavitace v sacím traktu“ - strana 26**

| Označení | Jednotka | Popisek |
|--------------------|------------------------------------|---|
| D | [m] | průměr (vnitřního) sacího potrubí za daným bodem |
| g | [m ² .s ⁻¹] | gravitační zrychlení |
| h | [m] | geodetická nátoková výška; hloubka kontrolovaného bodu pod výtokem z NN |
| k _{bez} | [-] | bezpečnostní koeficient |
| L | [m] | rozvinutá délka sacího potrubí od výtoku z NN k danému bodu |
| n | [1.min ⁻¹] | otáčky čerpadla |
| p _g | [Pa] | hydrostatický tlak v daném místě sacího potrubí |
| p _n | [Pa] | proměnný tlak v NN; tlak páry nad hladinou vody v NN v čase t _{kr} |
| p _o | [Pa] | původní tlak v NN za normálního stavu |
| p _s | [Pa] | absolutní tlak nasycených par napájecí vody při dané teplotě |
| p _v | [Pa] | tlak ve vstupním hrdle za provozu; skutečný tlak v daném místě sacího potrubí |
| p _{vabs} | [Pa] | absolutní tlak ve vstupním hrdle |
| p _{v dov} | [Pa] | minimálně nutný tlak ve vstupním hrdle; tlak v daném bodu sacího potrubí, při kterém by začala vznikat kavitace |
| Q | [kg.s ⁻¹] | průtok napájecím čerpadlem (množství napájecí vody čerpané jednou napáječkou) |
| Q _b | [kg.s ⁻¹] | pracovní pásmo bez kavitace |
| Q _{KON} | [kg.s ⁻¹] | množství hlavního kondenzátu přitékajícího po výpadku do NN |
| Q _o | [kg.s ⁻¹] | bezrázový průtok |
| Q _p | [kg.s ⁻¹] | pracovní pásmo |
| t | [s] | čas měřený od výpadku turbosoustrojí ze zatížení |
| t _n | [s] | doba plnění nádrže; tj. doba, za kterou dojde k úplné výměně obsahu nádrže o původní teplotě T _o |
| t _{kr} | [s] | kritický čas, za který první ochlazená kapka vstoupí do vstupního hrdla |

| | | |
|--------------------|-----------------------|---|
| T_{HB} | [°C] | teplota vody v NN v čase t |
| T_{HN} | [°C] | teplota vody v kontrolovaném místě v čase t před smícháním s vodou z HD kotouče |
| T_{HS} | [°C] | teplota vody v kontrolovaném místě v čase t po smíchání s vodou z HD kotouče |
| T_o | [°C] | teplota vody v napájecí nádrži v okamžiku výpadku turbosoutrouží ze zatížení |
| T_K | [°C] | teplota hlavního kondenzátu přitékajícího po výpadku do NN |
| V_N | [m ³] | vodní obsah potrubí příslušného jedné napáječe od výtoku z nádrže až po kontrolované místo |
| V_{NN} | [m ³] | objem vody v NN |
| w | [m.s ⁻¹] | rychlost vody v přívodním potrubí |
| Y_i | [J.kg ⁻¹] | měrná energie jednoho stupně |
| Y_s | [J.kg ⁻¹] | měrná sací energie ve vstupním hrdle |
| Y_z | [J.kg ⁻¹] | ztrátová měrná energie v přítokovém potrubí |
| α_o | [s ⁻¹] | časová konstanta |
| ρ | [kg.m ⁻³] | měrná hmotnost vody v NN |
| λ | [-] | součinitel tření v potrubí za daným místem |
| η | [Pa.s] | dynamická viskozita |
| ζ | [-] | ztrátový součinitel odporu daného bodu |
| ξ | [-] | bezpečnostní koeficient; nejčastěji $\xi = 1,2$ |
| Δh | [m] | kavitační rezerva; vyjadřuje přebytek celkové měrné energie ve vstupním průřezu čerpadla nad tlakovou měrnou energií nasycených par napájecí vody |
| Δh_b | [m] | bez kavitační stav |
| Δh_k | [m] | kavitační deprese; přebytek celkové měrné energie ve vstupním průřezu nad tlakovou měrnou energií nasycených par, při němž je již rozsah kavitace nežádoucí a způsobuje pokles měrné energie Y o 2% |
| Δh_o | [m] | kavitační rezerva, při níž nedochází k ovlivňování měrné energie Y kavitací |
| Δp_{rez} | [Pa] | tlaková rezerva; přebytek skutečného tlaku nad tlakem, při kterém by začala vznikat kavitace (tj. $p_v - p_{vdov}$) |
| Δp_λ | [Pa] | tlakové ztráty přímých částí potrubí od výtoku z nádrže až do daného bodu (bez místních odporů) |
| Δp_ζ | [Pa] | místní tlakové ztráty daného bodu |
| Δp_z | [Pa] | celkové tlakové ztráty sacího potrubí od výtoku z NN až za daný bod |

Kapitola 6: „Tlakové ztráty“ - strana 42

| Označení | Jednotka | Popisek |
|-----------------|------------------------------------|--------------------------------------|
| D | [m] | průměr potrubí |
| k | [m] | drsnost potrubí |
| L | [m] | délka potrubí |
| R | [m] | poloměr trubice |
| R/k | [-] | stupeň zdrsnění |
| Re | [-] | Reynoldsovo číslo |
| Re _M | [-] | mezní Reynoldsovo číslo |
| Re' | [-] | Reynoldsovo číslo drsnosti |
| w | [m.s ⁻¹] | rychlost vody v potrubí |
| w' | [m.s ⁻¹] | třecí rychlost |
| w _s | [m.s ⁻¹] | průřezově střední rychlost |
| ζ | [-] | ztrátový součinitel |
| λ | [-] | součinitel tření |
| ν | [m ² .s ⁻¹] | kinematická vizkozita |
| δ _p | [m] | vazká podvrstva |
| τ _w | [Pa] | smykové napětí na stěně |
| Δp | [Pa] | tlaková ztráta v potrubí |
| Δp _z | [Pa] | celková tlaková ztráta v potrubí |
| Δp _λ | [Pa] | tlakové ztráty přímých částí potrubí |
| Δp _ζ | [Pa] | místní tlakové ztráty |

Kapitola 8: „Kontrola kavitace v sacím potrubí napájecí stanice ELE Ledvice“ - strana 57

| Označení | Jednotka | Popisek |
|----------------------|------------------------|--|
| D_1, D_2 | [m] | průměr potrubí |
| D_{NN} | [m] | průměr napájecí nádrže |
| H | [m] | nátoková výška |
| H_{VN} | [m] | výška vodního sloupce v napájecí nádrži |
| i | [kJ.kg ⁻¹] | entalpie napájecí vody |
| k | [m] | relativní drsnost potrubí |
| L | [m] | rozvinutá délka sacího potrubí (od výtoku z NN k danému bodu) |
| L_{NN} | [m] | délka napájecí nádrže |
| \dot{m} | [kg.s ⁻¹] | zadaný hmotnostní průtok |
| \dot{m}_{max} | [kg.s ⁻¹] | maximální hmotnostní průtok |
| p_g | [Pa] | hydrostatický tlak v daném místě sacího potrubí |
| p_n | [Pa] | proměnný tlak v NN (tlak páry nad hladinou vody v NN v čase t_{kr}) |
| p_o | [Pa] | původní tlak v NN za normálního stavu |
| p_v | [Pa] | skutečný tlak v daném místě sacího potrubí |
| p_{vdov} | [Pa] | minimálně nutný tlak ve vstupním hrdle (tlak v daném bodu sacího potrubí, při kterém by začala vznikat kavitace) |
| t | [s] | čas měřený od výpadku turbosoustrojí ze zatížení |
| t_{kr} | [s] | kritický čas, za který první ochlazená kapka vstoupí do vstupního hrdla |
| t_n | [°C] | doba plnění nádrže (doba, za kterou dojde k úplné výměně obsahu nádrže o původní teplotě T_o) |
| T | [°C] | teplota napájecí vody |
| T_o | [°C] | teplota vody v napájecí nádrži v okamžiku výpadku turbosoustrojí ze zatížení |
| T_{HB} | [°C] | teplota vody v NN v čase t |
| T_K | [°C] | teplota hlavního kondenzátu přitékajícího po výpadku do NN |
| V_{NN} | [m ³] | objem v celé NN |
| V_{VN} | [m ³] | objem do výšky vodního sloupce |
| w_1, w_2 | [m.s ⁻¹] | rychlost proudění |
| w_{1max}, w_{2max} | [m.s ⁻¹] | maximální rychlost proudění (zvětšené díky \dot{m}_{max}) |
| α_o | [s ⁻¹] | časová konstanta |
| ε | [-] | absolutní drsnost |
| λ | [-] | součinitel tření v potrubí za daným místem |

| | | |
|--------------------|------|---|
| ζ | [-] | ztrátový součinitel odporu daného bodu |
| Δp_z | [Pa] | celkové tlakové ztráty sacího potrubí od výtoku z NN až za daný bod |
| Δp_λ | [Pa] | tlakové ztráty přímých částí potrubí od výtoku z nádrže až do daného bodu (bez místních odporů) |
| Δp_ζ | [Pa] | místní tlakové ztráty daného bodu |

2 Úvod

Diplomová práce seznamuje čtenáře s nejčastějšími příčinami kavitace v potrubních systémech energetických strojů. V teoretické části je podrobně popsána problematika kavitace, rozdělení kavitace a její druhy, její neblahé účinky a příčiny vzniku. Dále se pojednává o tlakových ztrátách a proudění v potrubí. Hlavním cílem je provést výpočtovou kontrolu kavitace v sacím potrubí podávacích čerpadel napájecího soustrojí elektrárenského bloku 660MW v elektrárně Ledvice dle příložených dokumentů a schémat ze Škody Praha a.s.

Výpočet je proveden pro dvě varianty; kdy v první variantě je průměr potrubí volen větší než u druhé varianty. Výsledky vycházejí lépe u varianty s menšími průměry sacího potrubí. Dále jsou stanoveny limitující podmínky pro projektování potrubí napájecí stanice vlivem kavitace. Výpočtová kontrola kavitace je spočítána pro všechny sací trakty této napájecí stanice, která je volena v zapojení 2+1 (záložní). Celá potrubní trasa je namodelována v 3D programu. Výkresy čerpadel, která byla vyrobená firmou Sigma Lutín, a objednávkový list na požadované podávací čerpadlo jsou rovněž přiloženy v této práci.

3 Kavítace [1], [5]

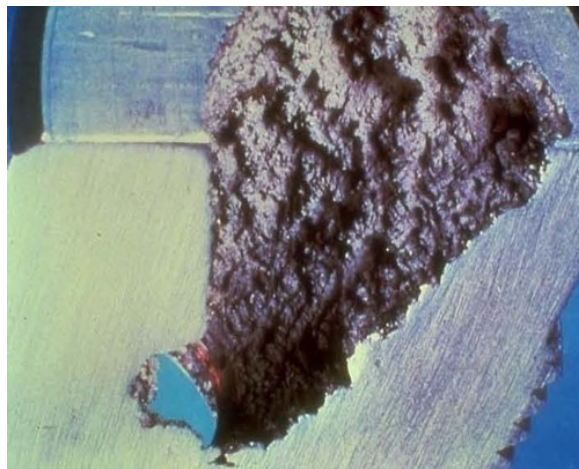
Název kavítace vychází z latinského slova „cavitas“, které obecně znamená dutinu. Kavítace v kapalině představuje narušení její spojitosti a obecně je v technické praxi vnímána jako jev nepříznivý, jejíž účinky se intenzivně projevují téměř na všech materiálech v podobě mikroskopických rozrušení, viz Obr.1. Tyto destruktivní účinky vedou k narušování materiálu stroje, snižování jeho účinnosti a životnosti, a může vést ke vzniku nepříjemných vibrací a hluku. Typický důlkovitý vzhled povrchu, na který působí kavítace, je podobný kráteru, viz Obr.2.

V současné době je výskyt kavítace zaznamenáván zejména u vodních turbín, čerpadel, v hydrodynamických převodech, v armaturách, v proudových přístrojích, v hydrodynamických ložiskách, u vodou chlazených spalovacích motorů, v ozubených převodech, u lodních šroubů a torpéd. Při provozu se snažíme kavitačním jevům vyhýbat a předcházet jim.

Existuje však i mnoho způsobů, jak jevu kavítace využívat. Dnes se kavítace využívá v mnoha odvětvích lidské činnosti např. v lékařství, kosmetice, potravinářském průmyslu, vojenství nebo při hubení mikroorganismů obsažených ve vodě. V dnešní době značnou měrou při studiu kavítace přispívá ultrazvuková technika.



Obr.1 Kavitační eroze povrchu materiálu [2]



Obr.2 Typický vzhled povrchu, na který působí kavítace [2]

3.1 Historie

První zmínky o problémech s kavítací jsou datovány u lodních šroubů kolem roku 1895 při stavbě lodí. Kavítace způsobovala jednak snížení výkonu (nedosažení návrhových hodnot), jednak značné a rychlé poškození obtékaných částí. Samotný kavitační jev byl poprvé popsán téhož roku S.W.Barnabym, který jej vysvětluje jako tvoření parních bublin při zkouškách anglického torpedoborce s lodními šrouby. Při nízkých otáčkách pracoval šroub dobře, avšak při zvýšení otáček se tažná síla šroubu zmenšovala, protože šroub pracoval v kavítaci. Na lopatkách lodních šroubů bylo po několika hodinách provozu v kavítaci patrné rozrušení povrchu.

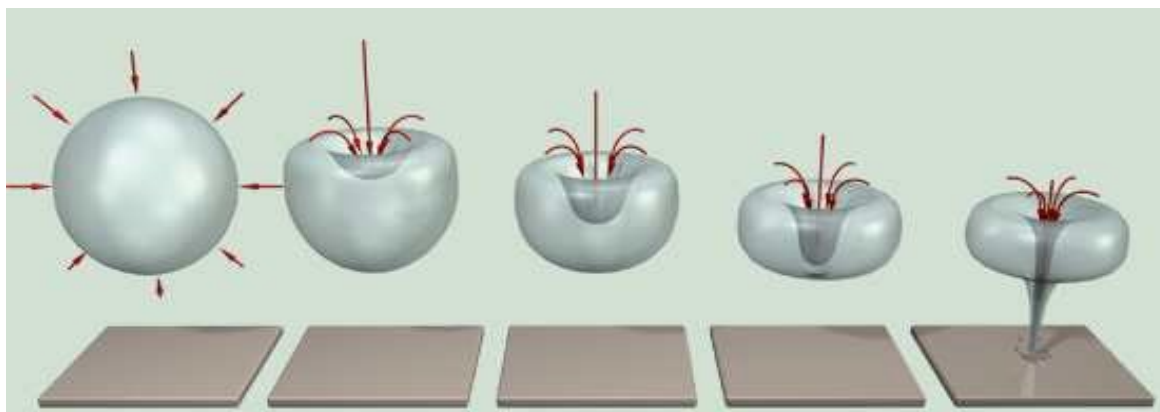
Bylo nutné podrobně studovat otázky kavitace. V laboratořích se kavitace nejjednodušeji vyvolala v tryskách. V roce 1901 O.Reynolds popisuje pokus se skleněnou tryskou, kde při průtoku vody nastalo v nejužším průřezu trysky takové snížení tlaku, že nastala kavitace. V tomto místě se začaly tvořit bubliny vodní páry, které v rozšiřující se části trysky opět zmizely. Od té doby bylo vytvořeno značné množství definic a pojmů o kavitačních účincích.

3.2 Podstata kavitačního jevu

Kavitací nazýváme složitý jev vzniku a zániku kavitačních dutin (bublin) v proudící kapalině zpravidla v místě nejužšího průřezu proudění vlivem místního poklesu tlaku. Účinky kavitace na materiál nazýváme *kavitačním napadením nebo rozrušením*. Kavitace vzniká při snížení tlaku kapaliny v daném místě na hodnotu tlaku nasycených par při dané teplotě kapaliny; dochází k poruše souvislosti kapaliny, kapalina se začne odpařovat a tvoří se velmi malé bublinky vodní páry, (tj. kavitační bubliny). Také dochází k vylučování plynů, zejména vzduchu, které jsou ve vodě rozpuštěny.

Vznik těchto bublinek má mnoho společného s varem kapaliny. Kavitační bubliny jsou unášeny proudící kapalinou a jakmile se dostanou do oblasti vyššího tlaku než je kavitační tlak, pára obsažená v bublinách kondenzuje a vzniknou kavitační dutiny. Do těchto dutin vniká okolní kapalina velkou rychlostí; v podstatě rozděljuje dutinu na dvě části, a dochází k implozi (Obr.3). Při zániku bubliny v blízkosti obtékané stěny nebo přímo na stěně dochází po určité době působení kavitace k poškození povrchu materiálu, které se nazývá kavitační erozí. Paprsek vody, který rozdělil dutinu na dvě části, naráží velkou rychlostí a za velkých teplot na povrch např. lopatky. Po zaplnění dutiny dochází k velkému rázu, a pokud tak nastane na povrchu, je materiál značně namáhán a rozrušován. Kavitační bubliny se sdružují v proudící kapalině a vyplňují část proudu, tvoří tzv. *kavitační oblast*.

Zpočátku, při malém poklesu pod tlak nasycených par, vzniká *počáteční kavitace*. Jeví se jako neustálená kavitační oblast, v níž se projevují pulsace tlaku proudící kapaliny. Kavitační oblast se periodicky zvětšuje a zmenšuje. Při dalším snížení tlaku se kavitační oblast zvětší a ustálí se.

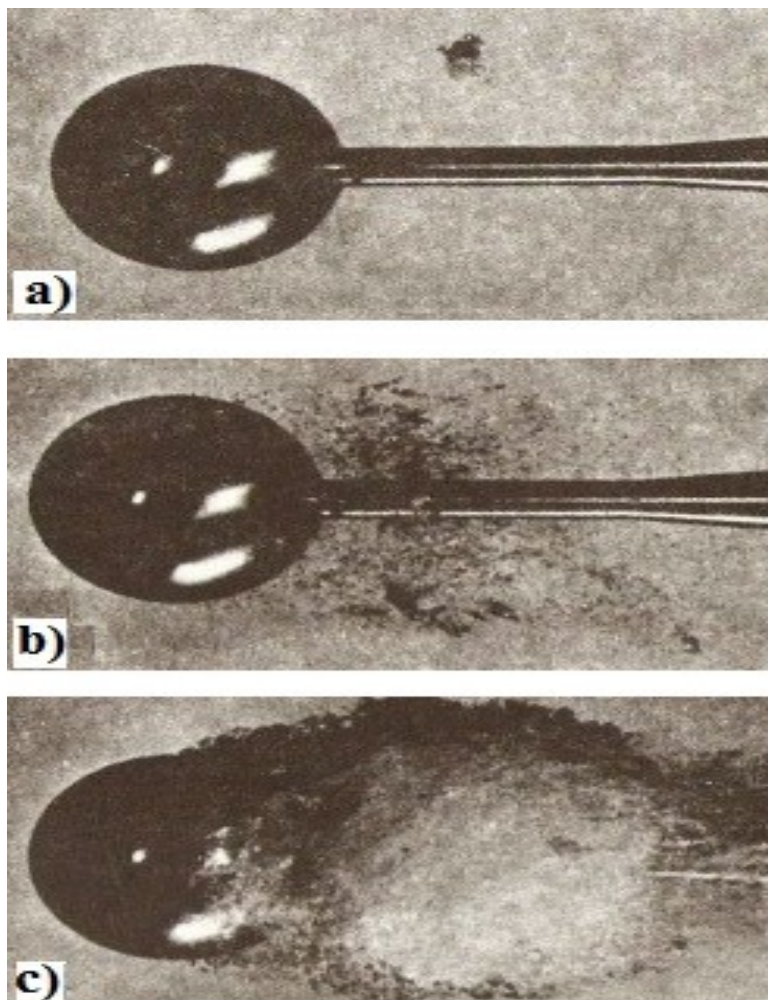


Obr.3 Průběh zániku kavitační bubliny na pevném povrchu [3]

3.3 Vývoj a typy kavitací

V kapalině se nachází velké množství kavitačních jader o různé počáteční velikosti. Při dosažení určitého kavitačního tlaku budou jádra stejné velikosti explodovat současně. Aby kavitační jádro dorostlo do kritické velikosti, potřebuje určitý čas. Podle různých zdrojů se uvádí různé časy. Pro bublinu o velikosti 0,025 jde o čas od $10\mu\text{s}$ po 30 až 100 ms. Znamená to, že při určité délce oblasti s kavitačním tlakem proběhnou některá kavitační jádra, aniž by dorostla do kritické velikosti a explodovala. Okamžik explozivního růstu kavitační bubliny se nazývá počátek kavitace.

Shluk kavitačních bublin tvoří v kapalině kavitační oblast, která je ohraničena buď úplně kapalinou, nebo kapalinou a pevnou stěnou. Kavítace vyvinutá do takového stupně, že kavitační oblast ovlivňuje proudové poměry v hydraulickém stroji či zařízení do té míry, že jsou ovlivněny též jejich energetické parametry (průtok, účinnost a podobně) se nazývá *plně vyvinutá kavítace*. Kavítace, jejíž stupeň vývoje je mezi počátkem kavitace a plně vyvinutou kavítací, se označuje jako *částečně vyvinutá kavítace*. Znázornění o průběhu kavitací je na Obr.4. Pro popis kavitačních oblastí je rozhodující jejich tvar, místo počátečního výskytu a kavitační stálost.



Obr.4 a) počátek kavitace; b) částečně vyvinutá kavítace; c) plně vyvinutá kavítace [1]

3.3.1 Rozdělení kavitace podle tvaru

Podle tvaru jsou kavitační oblasti **kapsovitě**, kde shluk kavitačních bublin vyplňuje určitý prostor, nebo **vláknové**, kde shluk kavitační bubliny tvoří viditelný sled ve tvaru vlákna (např. za vrtulovým kolem). Kapsovitá kavitační oblast může vzniknout i při odtržení proudu od obtékaného povrchu (důsledkem je víření kapalin mezi hlavním proudem a obtékaným povrchem). Můžeme ji pozorovat např. v tryskách, na lopatkách vodních strojů apod. Vláknová kavitační oblast – nazývaná též jako *spárová* kavitace – vzniká na výstupu ze spár hydraulických strojů; tj. na koncích lopatek vodních turbin, za náboji lodního šroubu, popřípadě Kaplanovy turbíny, kde je vírové vlákno, v jehož středu je značný podtlak.

3.3.2 Rozdělení kavitace podle místa výskytu a její stability

Podle místa výskytu může být kavitační oblast uvnitř proudu kapaliny nebo v blízkosti, popřípadě na obtékané ploše. Při místě výskytu na povrchu obtékané plochy hovoříme o **plošné** kavitaci, díky vizuálnímu projevu, neboť vzniká snížením tlaku při obtékání povrchu, např. lopatek čerpadel, vodních turbin a lodních šroubů.

Dalším kritériem při posuzování kavitační oblasti je již zmíněná stálost, nebo-li stabilita. Stabilita tvaru kavitační oblasti se sleduje v závislosti na dvou parametrech, a to v prostoru a čase. Podle chování kavitační oblasti ji lze označit jako **nestálé** či **stálé**. Můžeme tvrdit, že všechny kavitační oblasti jsou považovány za *nestálé*, protože kavitační bubliny neustále vznikají a zanikají, a i místa vzniku a zániku se mohou měnit. V určitých případech se však pozoruje určitá pravidelnost kavitačního jevu, který se mění jen velmi málo, takže se považuje za *stálou* (příkladem je plošná kavitace).

3.3.3 Výskyt a životnost kavitační bubliny

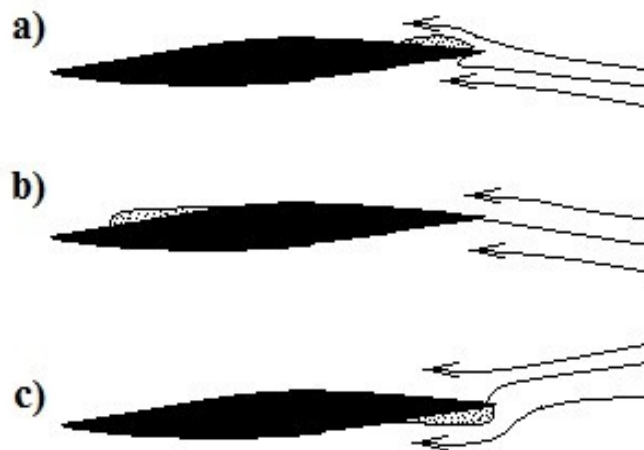
Kavitační bubliny se objevují v místech porušení soudržnosti kapaliny. Aby se porušila tato soudržnost, musí být překonány kohezní síly molekul, jejichž projevem je pevnost kapaliny. Molekuly musí být na některém místě odtrženy od sebe. Pevnost kapaliny se liší podle stupně čistoty. Podle Bogačeva pro absolutně čistou vodu činí pevnost 1013 MPa. Skutečná kapalina, která nikdy není čistá, obsahuje různé příměsi, jako bubliny nerozpuštěného plynu nebo mechanické příměsi, má pevnost nižší a podle výpočtů Zeldoviče činí asi 202 MPa. Experimentálně zjištěná pevnost se však pohybuje ve výši 10^4 až 10^6 Pa, je tedy značně nižší než u čisté kapaliny.

Velmi zajímavým faktorem je také životnost kavitační bubliny. Tato bublina v oblasti zvýšeného tlaku několikrát vznikne a zanikne než dojde k jejímu úplnému rozpadu. Životnost kavitační bubliny je přibližně 0,006s; během této velmi krátké doby zhruba 5-6krát vznikne a zanikne. Zpočátku roste pomalu a v jedné třetině své životnosti dosáhne maximálních rozměrů. Zánik dutiny probíhá rychleji než její vznik.

3.4 Kavitace na profilech a rotačních tělesech

Při obtékání profilu se může kavitace vyskytnout ve třech místech:

- a) Na sací straně profilu u náběžné hrany (Obr.5a), když náběžný bod je na tlakové straně profilu. Nejnižší tlak je pak v místech nejvyšších rychlostí, jimiž kapalina obtéká náběžnou hranu profilu.



Obr.5 Kavitační oblasti u profilů [1]

- b) Na sací straně profilu za náběžnou hranou (Obr.5b), kdy proud kapaliny v mezní vrstvě je natolik zbrzděn, že se proud odtrhuje od profilu. Anebo je profil tak zakřiven, že proud kapaliny nemůže sledovat přesně jeho obrys na sací straně, neboť není dostatečný tlak kapaliny, který by ji k profilu přitlačoval. To nastává i v případech, kdy náběžný bod leží na náběžné hraně, tzn. při správném úhlu náběhu.
- c) Na tlakové straně u náběžné hrany (Obr.5c), když náběžný bod leží na sací straně profilu. Náběžná hrana je obtékána ze sací strany na tlakovou stranu.

Poloha náběžného bodu závisí při bezkavitačním proudění na úhlu náběhu. Při malých úhlech náběhu je náběžný bod na sací straně, při velkých na tlakové straně. Vyskytne-li se na profilu kavitace, mění se poloha náběžného bodu podle změny cirkulace profilu i při stejném úhlu náběhu.

Intenzita kavitačního jevu bývá posuzována většinou podle vnějších projevů kavitace, z nichž mezi hlavní patří:

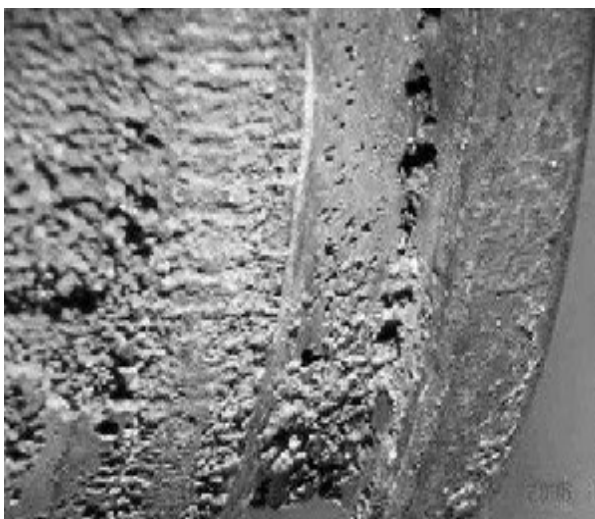
- tlakové pulsace uvnitř proudu kapaliny
- pokles parametrů čerpadla
- narušení materiálu po delší době provozu

V čerpadlech, stejně jako v jiných hydraulických strojích a zařízeních, rozeznáváme dva druhy kavitací: **plošná kavitace** a **kavitace odtržením proudu**, která vzniká pulsacemi tlaku v turbulentních prouděch a periodicky odtrhujícími se vírech od povrchu (nejčastěji za lopatkami oběžného kola). Plošná kavitace vzniká na povrchu obtékaných částí čerpadla. Kavitační vlastnosti a kavitační veličiny se zjišťují na zkušebně tzv. kavitačními zkouškami nebo méně spolehlivě výpočtem.

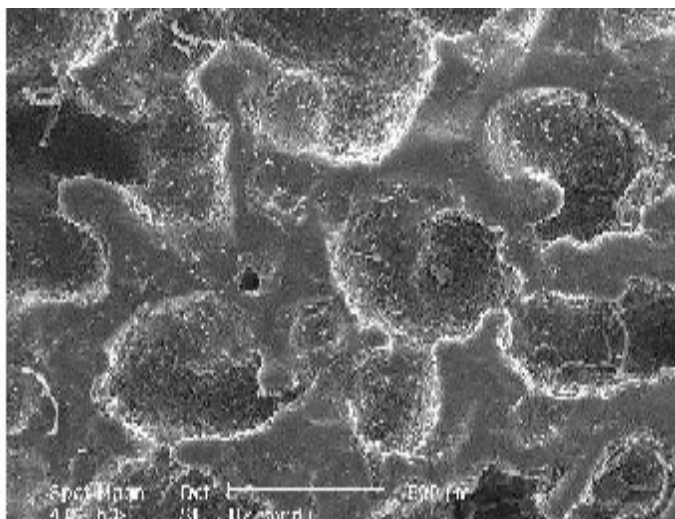
3.5 Účinky kavitace na materiál [1]

Rozrušení materiálu je závislé na vlastnostech materiálu a velikosti rázu při zanikání kavitační dutiny. Velikost rázu závisí na velikosti dutiny, druhu kapaliny a teplotě. Kavitační narušování se objevuje v místech zániku kavitační dutiny, což je na konci kavitačních oblastí. Nikdy tedy kavitační rozrušení materiálu nemůžeme pozorovat na počátku vzniku kavitace, např. na začátku lopatky lodního šroubu.

Kavitační rozrušování probíhá ve dvou stádiích. V prvním stádiu, tzv. *inkubační době*, se neprojevuje úbytek materiálu. Zatímco při *úplném rozvinutí* kavitačního rozrušení se materiál vydroluje a úbytek je doslova markantní. V inkubační době probíhá změna velikosti krystalové mřížky narušovaného materiálu. Kavitační napadení zhoršuje plastické vlastnosti materiálu, a tím vznikají přepětí. Tato přepětí mohou být tak velká, že převyšují mez pevnosti materiálu, čímž nastává jeho narušování. Mechanické zpevnění materiálu proto nepřináší zvýšení kavitační odolnosti, protože materiál má menší schopnost plastické deformace. Kavitační narušený povrch materiálů má charakteristický vzhled, který by se dal nejlépe popsat jako houbovitý tvar, jak můžeme vidět na Obr.6 a Obr.7.



Obr.6 Kavitační narušený povrch [3]



Obr.7 Detail narušené struktury [6]

Nebezpečná je imploze (zanikání) bublinek v blízkosti povrchu lopatek nebo stěn čerpadla. Kapalina velkou rychlostí zaplní objem bublinek, čímž se vytvoří vysoké tlaky, kterými kapalina (při vysokých teplotách) narazí na kov. Údery kapaliny v místech způsobují kavitační erozi, která obvykle způsobuje velmi rychlé opotřebení základních funkčních částí čerpadla, dokonce může narušit materiál korozivně. Odolnost materiálu závisí na jeho mechanické pevnosti a chemickém složení. Z kovových materiálů relativně dobrou odolnost proti kavitaci mají legované nerezavějící oceli, bronz; trochu horší vlastnosti mají litiny a uhlíkové ocele.

4 Kavitace v čerpadlech [1], [11]

Při průtoku kapaliny čerpadlem se mění jeho statický tlak především podél profilu. U čerpadel při vzniku mírné kavitace může dojít k malému zvýšení účinnosti o 1 až 2%, neboť pára zmenší tření po lopatkách. Při poklesu tlaku až na tlak syté kapaliny dojde v mezní vrstvě profilu k odpařování kapaliny a následná intenzivní kavitace poruší proudění v oběžném kole – v zónách zaplněných bublinkami vodní páry přestává působit oběžné kolo na čerpanou kapalinu požadovaným momentem hybnosti, čímž se parametry čerpadla výrazně zmenšují. Následkem je snížení účinnosti čerpadla, což může poškodit i povrch lopatek. Zborcení účinnosti můžeme pozorovat na charakteristické křivce čerpadla $Q-H$ náhlým poklesem pracovní výšky. K největšímu poklesu tlaku dochází v případě horizontálního osy čerpadla na nejvýše položené lopatce, protože vstupní tlak je zde nejnižší.

Pochopitelně, že v provozu nesmí ke kavitaci dojít. Jen u velkých čerpadel (přečerpávajících elektráren), jež mají nátok, někdy připouštíme menší projev kavitace oběžného kola. V tomto případě však musí být při návrhu kola věnovaná značná pozornost volbě vhodného, kavitačně odolného materiálu.

Nejčastěji se kavitace v čerpadlech vyskytuje:

- v oběžném kole na zadní straně lopatek, které mají největší tloušťku blízko náběžné hrany
- mezi koncem lopatek a pláštěm čerpadla, kde dochází ke vzniku vírů, které se při zvětšení tlaku na lopatky rychle zvětšují a jsou unášeny proudem
(V ose víru dochází k značnému snížení tlaku a ke spárové kavitaci. Povrchová kavitace se může vyskytovat jak na rotujících částech, tak i na stojících dílech čerpadla).

Hlavní podmínkou pro bezvadnou funkci oběhového čerpadla je zajištění dostatečného statického tlaku v čerpadle, zejména v jeho sací části. Tlak uvnitř čerpadla kolísá od vstupu na sací straně k výtlačnému otvoru na výtlačné straně. V čerpadle se urychluje voda, a proto klesá statický tlak. Nesmí však klesnout pod hodnotu tlaku nasycených par, což by znamenalo místní odpařování vody. Důsledkem toho dojde v čerpadle ke kavitaci, která má vliv na jeho vlastní provoz, a to snížením dopravní výšky, zmenšením průtoku a celkové účinnosti. Kavitace v čerpadlech způsobuje hluk, vibrace, snižuje se hydraulická účinnost, což může vést k porušení čerpadla. V místě zániku kavitačních bublin také může docházet k opotřebování lopatek oběžného kola. Pro hospodárný a bezkavitační provoz se musí proto zapojovat vhodná kombinace čerpadel, aby požadovanému průtoku odpovídala dopravní výška čerpadel.

Vnější příčiny snížení tlaku (a tím pádem zaručení vzniku kavitace) mohou být:

- změna atmosférického tlaku, která souvisí s nadmořskou výškou
- když čerpadlo nasává kapalinu z nádrže, kde je podtlak
- zvýšení geodetické sací výšky nad přípustnou mez
- tlakové ztráty v sacím potrubí nebo v oběžném kole čerpadla
- zvětšení rychlosti kapaliny při vyšších otáčkách čerpadla

- zakřivení proudu vyvolává snížení tlaku; při odklonění proudnic od normálního tvaru (např. při vstupu do čerpadla se proud zakřivuje, osový směr pohyby kapaliny se mění v radiální) nebo dokonce odtržení proudu (ve výstupním průřezu oběžného kola, kde je kapalina velmi špatně vedena lopatkami)
- neustálý provozní režim čerpadla (např. při jeho spuštění a odstavování)

4.1 Kavitace v sacích traktech

Kavitace v sacích traktech napájecích čerpadel je uvolňování páry z napájecí vody, ke kterému může dojít, pokud není správně navržena potrubní trasa mezi napájecí nádrží a napáječkou nebo při nevhodné velikosti napájecí nádrže. Ke vzniku kavitace může dojít jak v sacím potrubí napáječky, tak v samotném čerpadle na vstupu do prvního oběžného kola. Při vzniku kavitace v sacím potrubí se snižuje životnost tohoto potrubí, protože kavitace má erozivní účinky. Při vzniku kavitace v napájecím čerpadle je ohroženo jednak čerpadlo samotné (napáječky obvykle nejsou konstruovány tak, aby mohly pracovat v zapářeném stavu), jednak kotel, kterému hrozí přehřátí. Pracuje-li totiž čerpadlo v zapářeném stavu, dochází k poklesu dopravní výšky čerpadla. Tento pokles může být tak velký, že může dojít k přerušení napájení kotle a tím k jeho přehřátí.

Kavitace v kterémkoliv místě sacího traktu napáječek znamená tedy pro elektrárenský blok značné nebezpečí. Sací trakt proto musí být proveden tak, aby byl za všech okolností zaručen bezkavitační provoz. Proto je nutné kontrolovat navrženou potrubní trasu výpočtem.

K uvolňování páry z napájecí vody tj. k varu vody, může dojít jen tehdy, když je tlak vody menší, než je tlak na mezi sytosti při dané teplotě. Při průtoku kapaliny čerpadlem se mění jeho statický tlak především podél profilu. K největšímu poklesu tlaku dochází v případě horizontální osy čerpadla na nejvýše položené lopatce, protože vstupní tlak je zde nejnižší. Aby se předešlo vzniku kavitace při provozu čerpadla, uvádí výrobci minimální sací výšku na přírubě čerpadla **NPSH (Net Positive Suction Head)** či Δh_k od horizontální osy čerpadla, při které už hrozí kavitační efekty.

4.2 Kavitace v odstředivých čerpadlech

Nejčastěji se používají odstředivá čerpadla a nebylo tomu také jinak u elektrárenského bloku v Ledvicích 660MW. Kavitace v odstředivých čerpadlech rozrušuje po určité době části čerpadla, např. oběžné kolo, spirálu, difuzor, u vícestupňových čerpadel někdy i oběžná kola za prvním stupněm.

U odstředivých čerpadel se rozlišují dva kavitační režimy. Počáteční kavitační režim odpovídá přibližně počátku kavitace v čerpadlech – na kavitační charakteristice se to projevuje malým snížením dopravní výšky. Přesné stanovení počátku kavitace je možné pozorováním proudového pole v oběžném kole, např. stroboskopem. Kritický režim se projevuje stržením charakteristiky. Druhé stádium kavitace může nastat při mnohem větších průtocích než prvé stádium. Do stržení se charakteristika čerpadla podstatně nezmění; kavitace vznikající mezi počátečním (prvním) stádiem a stržením charakteristiky se nazývá *skrytou kavitací*, neboť se

neprojevuje podstatně ve změně charakteristiky. To je možné, když kavitační oblast nenarušuje ve větší míře hlavní proud kapaliny v oběžném kole apod. Jestliže před vznikem kavitace se vyskytne v oběžném kole vířivá oblast (při neoptimálním provozu), na jejíž úkor se rozvine kavitační oblast, nemá kavitace vliv na provozní vlastnosti čerpadla. Nepříznivý vliv vířivé oblasti, který snižuje účinnost čerpadla, se nahrazuje účinkem kavitační oblasti.

Provoz s mírně vyvinutou kavitací může být spolehlivý a kavitační rozrušení se nemusí výrazně projevit změnou hydraulických vlastností čerpadel. Dokonce se někdy uvádí, že počáteční stadium kavitace způsobí jisté zvětšení dopravní výšky a zvýšení účinnosti – vysvětluje se to tím, že nepatrná kavitační oblast, která vzniká na povrchu obtékaných ploch (hlavně v oběžném kole), způsobuje částečné snížení tření a tím zvýší hydraulické účinnosti čerpadla.

Měřením rychlostního pole v oběžném kole, které se provádělo fotografováním jak vůči oběžnému kolu, tak i tělesu čerpadla, se ukázalo, že rychlosti bublin jsou větší než kapaliny, ve srovnání se stejným průtokem bez kavitačních bublin. Kavitační vliv v čerpadlech ve srovnání s vodními turbinami má mnohem větší vliv na provozní charakteristiky, neboť kavitace vzniká na vstupu do oběžného kola. U čerpadel protéká kapalina mnohem déle oblastí sníženého tlaku, kde může dojít k vylučování plynů, které tvoří kavitační zárodky a usnadní vznik kavitace. Dostí často dopravují čerpadla horké kapaliny, jejichž napětí par je vyšší a výskyt kavitace snazší.

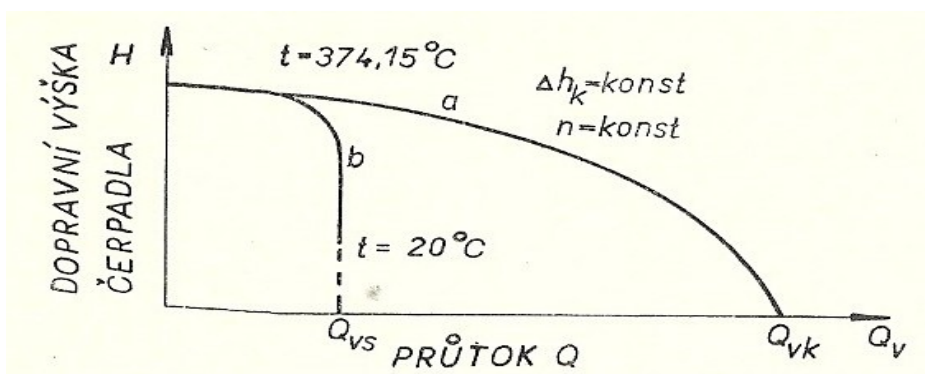
Několik poznatků:

- průběh kavitační výšky Δh dává kavitační charakteristiku čerpadla; její hodnotu udávají výrobci čerpadel
- maximální sací výška je závislá na tlaku nasycených par čerpané kapaliny, která se zvětšuje s rostoucí teplotou kapaliny; čím vyšší je tlak nasycených par, tím menší je sací výška čerpadla
- v mezním případě, kdy čerpadlo nasává kapalinu při teplotě bodu varu, je sací výška záporná
- kavitační zkoušky odstředivých čerpadel se zpravidla provádějí se studenou vodou
- sací výška při dopravě horké vody nebo kapaliny, která se liší svými vlastnostmi od vody, závisí na kavitační výšce Δh_k a tlaku nasycených par p_n odpovídající teplotě čerpané kapaliny
- výsledky zkoušek ukázaly, že kavitační výška Δh_k je určena nejen konstrukcí čerpadla, ale závisí též na teplotě dopravované kapaliny a jejich fyzikálních vlastnostech; závisí na mnoha činitelích (např. na vstupním průměru oběžného kola, tvaru a počtu lopatek, průměru hřídele, specifických otáčkách čerpadla atd.)
- podle výsledků zkoušek má příznivý vliv zvýšení teploty na kavitační charakteristiky čerpadla při vyšší teplotě vody

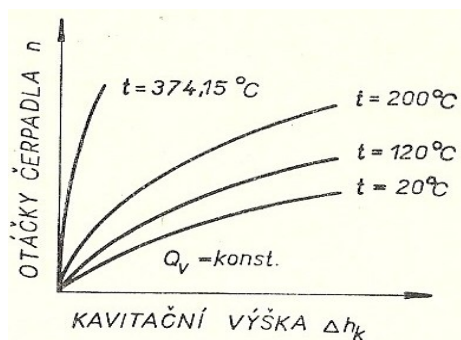
4.2.1 Vliv teploty dopravované kapaliny

Vliv teploty kapaliny na charakteristiku odstředivého čerpadla, které pracuje při stálých otáčkách a při konstantní kavitační výšce Δh_k , je možné vysvětlit na porovnání dvou případů, kdy čerpadlo pracuje se studenou a s horkou vodou. V prvním případě se studenou vodou o teplotě $t=20^\circ\text{C}$ nastane stržení charakteristiky čerpadla při určitém průtoku Q_{vs} , který je určen konstrukčními a provozními parametry čerpadla (Graf 1). Teplota $t=374,15^\circ\text{C}$ je kritickou teplotou vody tzn., že při této teplotě je měrná hmotnost vody stejná s měrnou hmotností páry a rozdíl mezi vodou a parou mizí. Objem vody je stejný jako objem páry. Za těchto podmínek malé zmenšení kavitační výšky Δh pod minimálně přípustnou hodnotu se nemusí prakticky projevit na charakteristice čerpadla. Kavitace nevznikne, neboť při kritické teplotě vody přechod z kapalného stavu do stavu páry probíhá beze změny celkového objemu směsi.

Charakteristika čerpadla dopravujícího vodu při kritické teplotě s kavitační výškou Δh , při níž nedochází ke kavitaci, bude totiž totožná s charakteristikou čerpadla, dopravujícího studenou vodu při dostatečném tlaku v sání, tj. při velké kavitační výšce Δh . Obě charakteristiky jsou vyznačeny v Grafu 1. Charakteristiky čerpadla při čerpání kapaliny s jinou teplotou, která je v rozmezí uvedených teplot, budou ležet mezi znázorněnými charakteristikami. Pro libovolnou teplotu v tomto rozmezí bude průtok při stržení Q_{vs} ležet rovněž mezi nejmenším průtokem Q_{vs} a kritickým Q_{vk} .



Graf 1 Charakteristika čerpadla: a – při bezkavitačním režimu, b – se stržením [1]



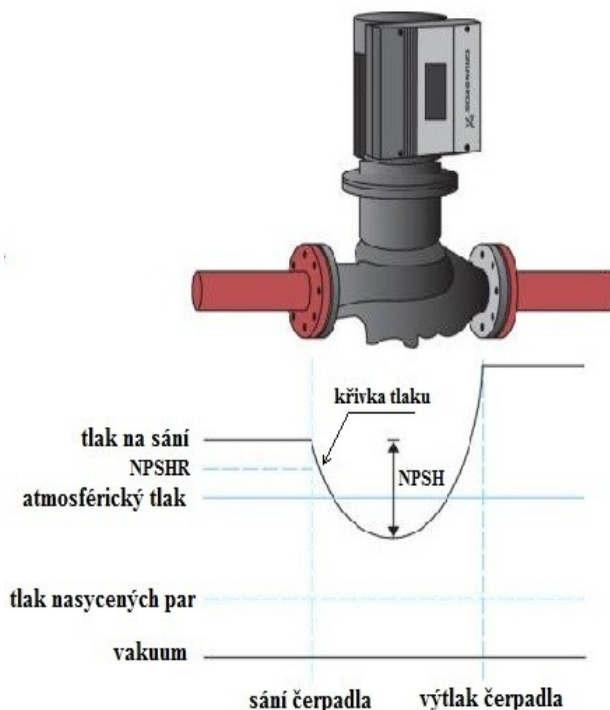
Graf 2 Provozní otáčky čerpadla [1]

Kavitační výška Δh_k určená při čerpání studené vody, není totožná s hodnotou Δh_k při čerpání horké vody. S rostoucí teplotou klesá kritická kavitační výška. Při vyšší teplotě čerpané kapaliny se mohou zvýšit otáčky čerpadla, aniž se změní kavitační výška Δh_k . Závislost provozních otáček čerpadla na kavitační výšce a teplotě čerpané kapaliny je schematicky vyznačena na Grafu 2.

4.2.2 Kavitační deprese – (NPSH: Net Positive Suction Head)

Kavitační depresi (NPSH či označována jako Δh_k , Obr.8) se nazývá rozdíl mezi vstupním tlakem a nejnižší hodnotou tlaku uvnitř vstupní části čerpadla. Vyjadřuje proto tlakovou ztrátu (tj.pokles tlakové energie v sací části čerpadla daný výškou vodního sloupce). Má podstatný vliv na hydraulické řešení sacího prostoru a vstupních oblastí oběžných kol 1.stupně.

Aby se předešlo vzniku kavitace při provozu čerpadel, uvádí výrobci v technických podkladech průběh hodnot veličiny NPSH, tj.minimální sací výšku na přírubě čerpadla NPSH od horizontální osy čerpadla, při které už hrozí kavitační efekty. Výrobci čerpadel uvádějí hodnotu NPSH, která je závislá na průtoku vody čerpadlem, společně s jejich charakteristikou, průběhem elektrického příkonu a s průběhem hydraulické účinnosti. Charakteristikou čerpadla se rozumí závislost $H=f(Q)$, kde H [m] je dopravní výškou a objemovým průtokem Q [m³/h]. NPSHR označuje nejnižší vstupní tlak, který musí specifické čerpadlo při daném průtoku mít, aby se zabránilo vzniku kavitace.



Obr.8 Kavitační deprese (NPSH) [5]

4.2.3 Odvození veličiny NPSH

Energetická bilance proudového vlákna v mezní vrstvě profilu pro místo, ve kterém dosáhne tlaku

syté kapaliny při dané teplotě podle [3]:
$$\frac{p_s(T_{ref})}{\rho} + \frac{w_s^2}{2} = \frac{p_1}{\rho} + \frac{w_1^2}{2} + \Delta Y_{z, profil} \quad (1).$$

V rovnici nevystupuje změna potenciální energie, která je zanedbatelná vzhledem k tomu, že tlak $p_s(T_{ref})$ nastává velmi blízko k náběžné hraně. NPSH se měří pro určitý druh pracovní kapaliny; referenční teplota pracovní kapaliny je obvykle 20°C. Při změně teploty je nutné NPSH přepočítat na požadovanou NPSHR (Net Positive Suction Head Required).

Ke kavitaci v čerpadle dojde, nastanou-li tyto pracovní podmínky (Obr.9):

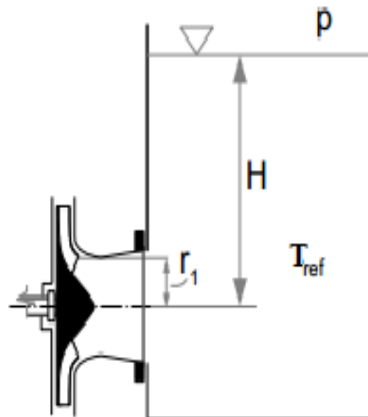
- tlak p_1 z energetické bilance mezi hladinou a náběžnou hranou lopatky čerpadla:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} = \frac{p}{\rho} + \underbrace{g \cdot (H - r_1)}_{g \cdot NPSH} + \Delta Y_{z, hrdla} \quad (2)$$

kde:

p [Pa]...tlak na hladině nádrže, při kterém probíhá referenční měření minimální sací výšky

$c_1 =$ obvodové rychlosti u_1 , protože $w_1 = 0$



Obr.9 Odvození kavitační deprese [3]

$$\frac{p_1}{\rho} = g \cdot NPSH - \frac{c_1^2}{2} \quad (3); \quad \text{dosazením (3) do (1):}$$

$$\frac{p_s(T_{ref})}{\rho} + \frac{w_s^2}{2} = g \cdot NPSH - \frac{c_1^2}{2} + \frac{w_1^2}{2} + \Delta Y_{z, profil} = g \cdot NPSH - \frac{u_1^2}{2} + \Delta Y_{z, profil} \quad (4)$$

$$NPSH = \frac{1}{g} \left(\frac{p_s(T_{ref})}{\rho} + \frac{w_s^2 + u_1^2}{2} - \Delta Y_{z, profil} \right) \quad (5).$$

Z rovnice (5) je zřejmé, že:

$NPSH=f(T_{ref}, \text{ tvaru profilu}, u_1, \text{ ztráty v hrdle}, \text{ drsnost povrchu/náběžný úhel})$.

Vliv jednotlivých členů:

- $T_{ref} \uparrow$ rostoucí teplota výšku NPSH zvyšuje, protože k varu tekutiny dojde při vyšším tlaku
- Tvar profilu má vliv na změnu rychlosti w_s – čím vyšší je tato rychlost, tím vyšší musí být velikost NPSH.
- $u_1 \uparrow$ snižuje pravou stranu rovnice (1), tlaku sytosti $p_s(T_{ref})$ dosáhne mnohem snáze, dovolená rychlost w_s bude nižší. Zvyšováním obvodové rychlosti se NPSH bude také zvyšovat
- Drsnost povrchu/náběžný úhel ovlivňují ztráty $\Delta Y_{z, profil} + \Delta Y_{z, hrdla}$, a ztráty jsou tím větší, čím větší je objemový průtok \dot{V} ; proto $\dot{V} \uparrow$. Pro konkrétní čerpadlo s daným profilem lopatek lze funkci zobecnit na tvar: $NPSH=f(T_{ref}, \dot{V})$.

Přepočítání NPSH na NPSHR

Při změně teploty na hladině NN se mění i velikost sací výšky, při které dojde ke kavitaci. Tato výška se pro odlišení od sací výšky při referenčních parametrech označuje jako požadovaná sací výška NPSHR. $NPSHR = \frac{1}{g} \left(\frac{p_s(T)}{\rho} + \frac{w_s^2 + u_1^2}{2} - \Delta Y_{z, profil} \right)$ (6), kde T [°C]...požadovaná provozní teplota kapaliny, p [Pa]...požadovaný tlak v NN.

Porovnáním rovnic pro NPSH a NPSHR je zřejmý přepočítání mezi nimi při zanedbání změny hustoty: $NPSHR = \frac{1}{g} \left[\frac{p_s(T)}{\rho} + g \cdot NPSH - \frac{p_s(T_{ref})}{\rho} \right] = NPSH + \frac{1}{g \rho} [p_s(T) - p_s(T_{ref})]$ (7).

4.2.4 Kavitační součinitel a kavitační čísla

- kavitační součinitel σ byl zaveden Thomem jako kritérium kavitace ve vodních turbínách, který lze být také použit u čerpadel:

$$\sigma = \frac{\Delta h}{H} \quad (8).$$

Je uvedeno několik kavitačních čísel (S_p, S_k a S_s), díky kterým se poté vypočte kavitační součinitel σ . Tyto kavitační čísla nalezneme v tabulkách.

Pfleiderer zavedl pro čerpadla kavitační číslo $S_p = \left(\frac{n}{100} \right)^2 \frac{Q_v}{k_{sp} \Delta h^{3/2}}$ (9); $k_{sp} = 1 - \left(\frac{d_n}{D_1} \right)^2$ (10).

Podobně Rudněv zavedl kavitační číslo $S_R = \frac{n\sqrt{Q_v}}{\Delta h/10^{3/4}}$ (11). Porovnáním obou kavitačních čísel

S_P a S_R se dostane $S_R = 562\sqrt{kS_P}$ (12). Analogicky kavitačnímu číslu S_R odpovídá číslo S_S :

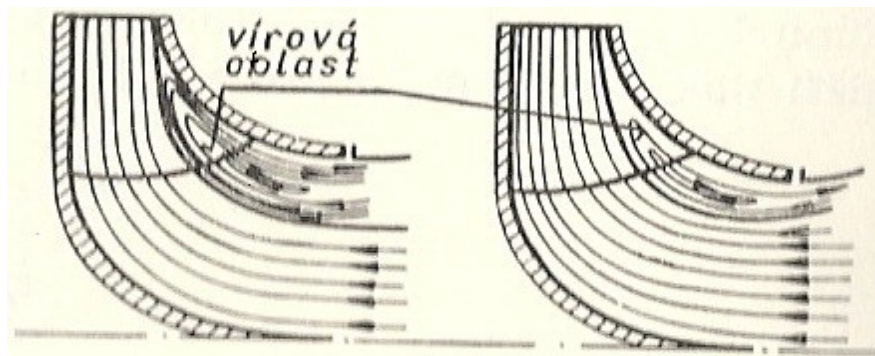
$S_S = n \frac{\sqrt{Q_v}}{\Delta h^{3/4}}$ (13), které je označováno v západní literatuře jako specifická sací rychlost ($S_R = 5,62 \cdot S_S$).

Nevýhodou uvedených kavitačních čísel je jejich rozměrová nehomogenita. Rozměrově homogenní je kavitační číslo S_k , které lze použít pro čerpadlo pracující v jakémkoli tíhovém poli (dosadí se odpovídající tíhové zrychlení g): $S_k = n \frac{\sqrt{Q_v}}{g \Delta h^{3/4}}$ (14); kde otáčky se dosazují

v sekundách. S ostatními kavitačními čísly platí vztahy: $S_k = \frac{S_S}{333} = \frac{S_R}{1870} = 0,3\sqrt{kS_P}$ (15).

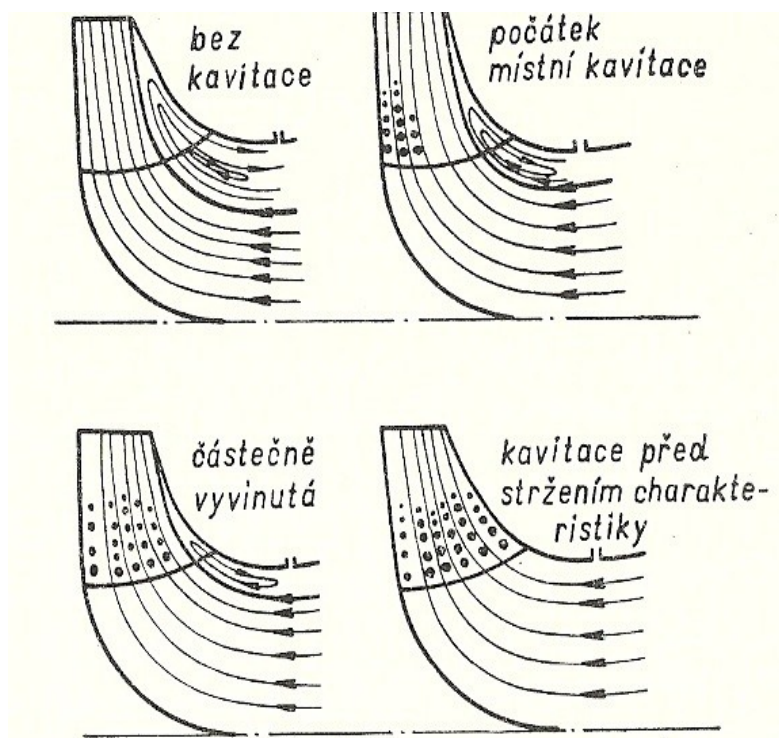
Záměnou kavitační výšky Δh v rovnici (13) za dopravní výšku čerpadla se dostane výraz úměrný specifickým otáčkám čerpadla $n_s = 3,65 n \frac{\sqrt{Q_v}}{H^{3/4}}$ (16). Kavitační výška Δh a dopravní výška čerpadla H se vypočte z rovnic (13) a (16), dosadí se do výrazu pro kavitačního součinitele σ : $\sigma = (3,65 S_S)^{-4/3} n_s^{4/3}$ (17), kde $\sigma_o = (3,65 S_S)^{-4/3}$ (18).

Podle Čebajevského [6] je možné si představit proudění kapaliny ve vstupní části čerpadla a v oběžném kole za bezkavitačního režimu takto: Průtočná část oběžného kola v oblasti náběžných hran lopatek je ve většině případů nedostatečně vyplněna proudem kapaliny. Část tohoto kanálu je zaplněna proudem, který se vrací z oběžného kola zpět ke vstupu do čerpadla a vzniká vírová oblast, viz Obr.10.



Obr.10 Vírová oblast v čerpadle za bezkavitačního režimu [1]

S rostoucím průtokem Q_v (při konstantních otáčkách) se mění šířka hlavního proudu a vírová oblast se zmenšuje. Při snížení tlaku na sání vzniká kavitace v průtočné části oběžného kola dříve než dochází k stržení charakteristiky čerpadla. Počáteční kavitace v mnoha případech prakticky nemá vliv na Q_v - H charakteristiku čerpadla. Kavitace se rozšiřuje na vstupu do oběžného kola, jak je schematicky znázorněno na Obr.11. Kavitační oblast narůstá a vytlačuje vírovou oblast. Před stržením charakteristiky zaplňuje hlavní proud průtočné průřezy oběžného kola. Při dalším snížení tlaku vzrůstá kavitační oblast podél lopatek oběžného kola a poté dojde k již zmíněnému stržení.



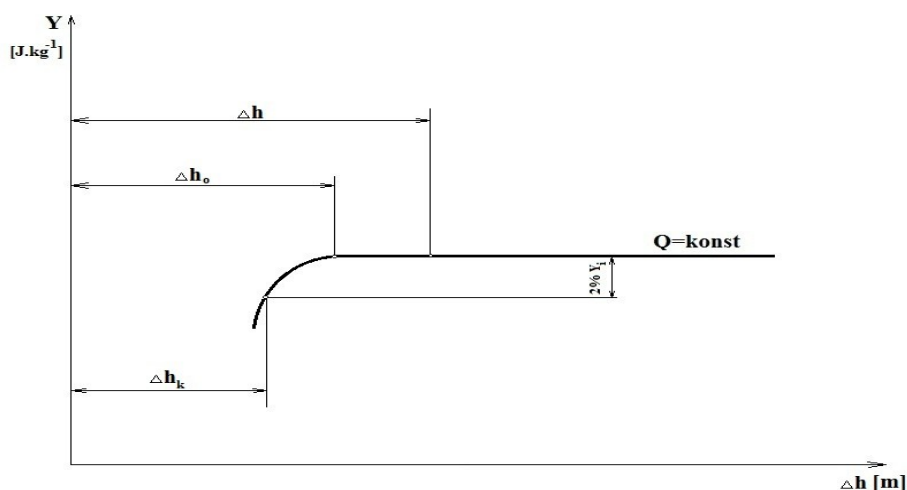
Obr.11 Vývin kavitace v odstředivých čerpadlech [1]

4.3 Návrh a kontrola napájecí soustrojí s přihlédnutím vlivu kavitace

Pro návrh napájecího soustrojí je rozhodující veličinou hodnota kavitační rezervy Δh , která je závislá především na rychlostních poměrech; je dána geometrickými tvary a hydraulickým řešením vstupního oběžného kola čerpadla. Zvýšením provozních otáček se hodnota kavitační rezervy výrazně zvýší.

Potřebný tlak ve vstupním hrdle zpravidla již nelze dosáhnout realizovatelnou nátokovou výškou, proto se před napájecí čerpadlo (NČ) předradí podávací čerpadlo (PČ) s nižšími otáčkami. Nátoková výška NČ nebo PČ se stanovuje na základě hodnoty Δh . U obou čerpadel musí být při provozu zajištěn dostatečný tlak ve vstupním hrdle napájecího čerpadla v celém regulačním rozsahu průtoku Q (i při mimořádných provozních stavech). Při vzniku parních bublin ve vstupu napáječky, popřípadě její úplné zapaření, způsobuje i změnu dynamických poměrů rotoru. Náhlé změny teploty mohou způsobit provozní potíže nebo dokonce havárie.

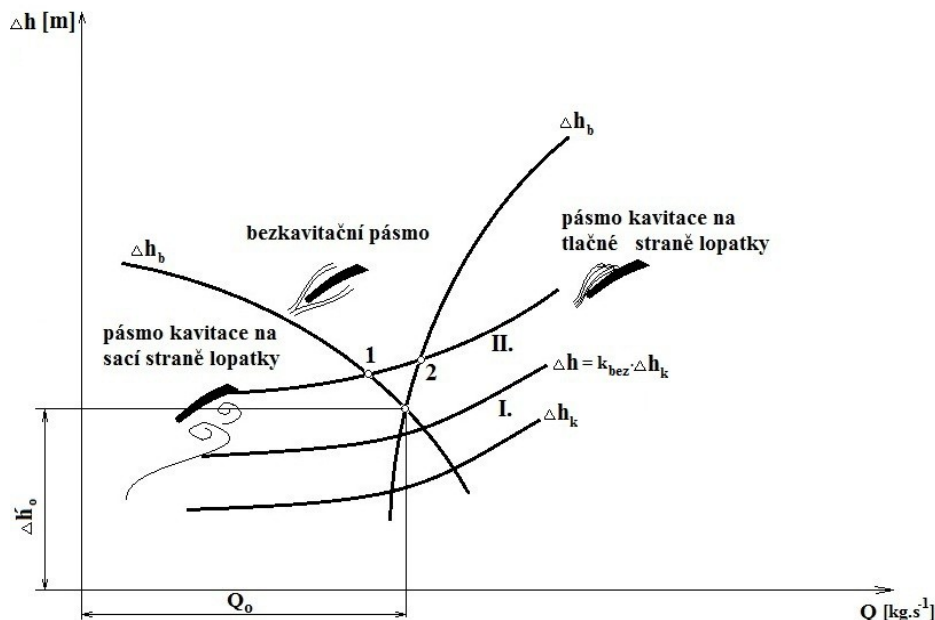
Kavitační křivka na Grafu 3 znázorňuje dohodnutá kritéria pro určení rozsahu kavitace, která již v závislosti na měrné sací energii ve vstupním hrdle zkoušené napáječky ovlivnila její hodnotu měrné energie Y . Je skutečností, že zkouškami zjištěné hodnoty kavitační deprese Δh_k , která určuje mezní stav kavitace, neposkytují spolehlivý podklad pro stanovení bezkavitačních podmínek při všech provozních stavech NČ. Tento nedostatek je eliminován tím, že v projektech je umožněna větší tlaková rezerva, nebo moderní konstrukce napáječek připouští provoz i v částečně nebo zcela zapářeném stavu. Jakmile je hodnota Δh_k mezním stavem, je nutno konstatovat, že počátky kavitace na tlačné nebo sací straně lopatky vznikají již při mnohem vyšších hodnotách Δh , aniž by nastal pokles měrné energie Y .



Graf 3 Kritéria pro určení rozsahu kavitace [11]

Bezkačitačnímu stavu Δh_b odpovídá hodnota kavitační deprese: $\Delta h_b > \Delta h_k$ (19). V rozsahu Δh_b a Δh_k je tedy určitý rozsah kavitace závislý na poloze pracovního průtoku vůči optimálnímu. Kavitační rezerva Δh pro výpočet nátokové výšky bude: $\Delta h = \xi \cdot \Delta h_k \geq \Delta h_o$ (20) a má tedy odpovídat hodnotě Δh_b , kdy $\xi = 1,2$. Spolehlivé zjištění hodnot Δh_b se určuje dle

pozorování počátků kavitace na průhledných modelech. Výsledky těchto kavitačních pozorování jsou vynášeny v závislosti $y=fce(Q)$. Charakteristický průběh Δh_b pro tlačnou a sací stranu lopatky je schematicky znázorněn na Grafu 4.



Graf 4 Průběh Δy_b pro tlačnou a sací stranu lopatek [11]

Celková měrná sací energie ve vstupním hrdle je dána: $Y_s = \frac{p_{vabs}}{\rho} + \frac{c_v^2}{2}$ (21). Hodnota

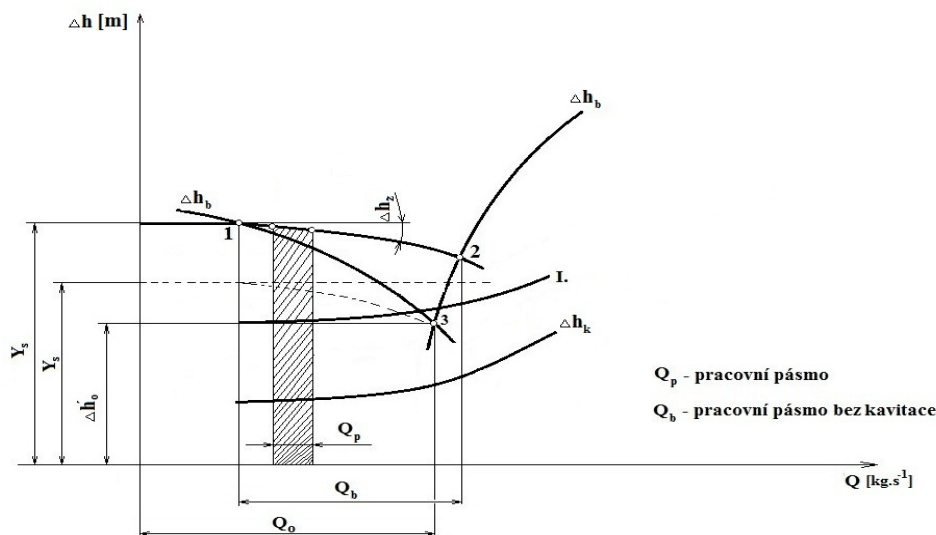
kavitační rezervy $\Delta h'_o$, odpovídající podle Grafu 4 průtoku Q_o , nastane při takovém směru relativní rychlosti w_o na vstupu do lopatky oběžného kola, kdy dochází ke vzniku kavitace na obou stranách lopatky. Z pozorování vyplývá, že $\Delta h_k < \Delta h'_o$ (22). Pokud není hodnota $\Delta h'_o$ bezpečně experimentálně zjištěna, může při volbě nízké hodnoty bezpečnostního koeficientu k_{bez} nastat případ, že v celém rozsahu průtoku Q je dle Grafu 4 (křivka I.): $\Delta h < \Delta h'_o$ (23). V takovém případě je stanovena nedostatečná nátoková výška a v důsledku toho vzniká při provozu trvalá kavitace na lopkách vstupního oběžného kola.

Jestliže průběh Δh je stanoven s větším bezpečnostním koeficientem k_{bez} , jak znázorňuje na Grafu 4 křivka II., vytvoří se mezi body 1 a 2 bezkavitační pásmo. Pro dosažení tohoto stavu musí být ve vstupním hrdle napáječky tlaková měrná energie, dosažená nátokovou výškou nebo podávacím čerpadlem, aby byla splněna podmínka: $Y_s \geq g \cdot h \geq \Delta h$ (24).

Jestliže jsou určeny průběhy Δh_b , lze pro dané tlakové poměry ve vstupním hrdle stanovit pásmo bezkavitačního provozu. Při stacionárním provozu nedojde ke kavitaci, když hydrostatický tlak daný geodetickou nátokovou výškou ve vstupním hrdle bude: $p_g = \rho \cdot g \cdot h \geq \rho \cdot \Delta h$ (25), tedy při uvažování tlakových ztrát v přívodním potrubí: $Y_s - Y_z \geq \Delta h$ (26).

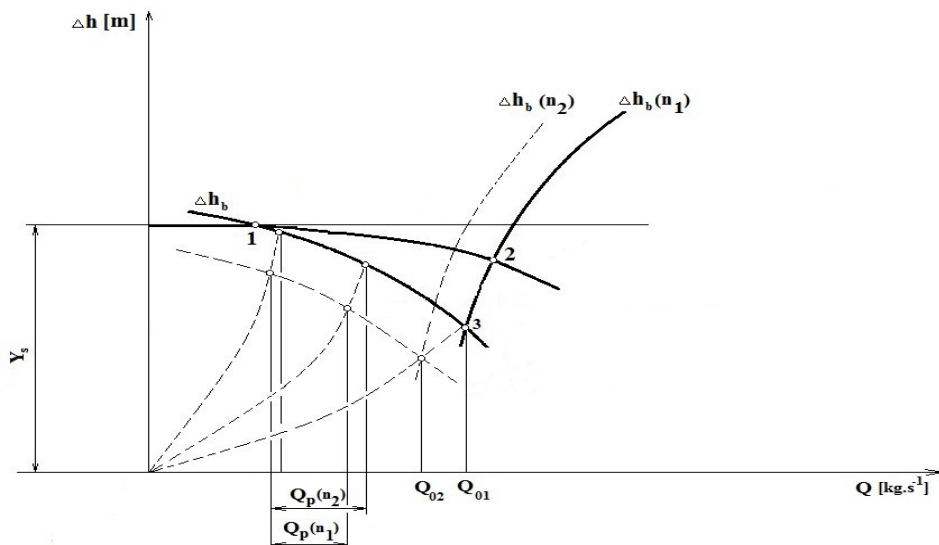
Uvedené podmínky musí být splněny jak na vstupním hrdle napájecího, tak i podávacího čerpadla. Při projektování napájecího soustrojí je nutno podle možnosti docílit větší rezervy tlakové

energie ve vstupním hrdle. Pro navrženou nátokovou výšku, která vytvoří ve vstupním hrdle tlakovou měrnou energii Y_s , je na Grafu 5 dán rozsah průtoku Q_b body 1 a 2, při kterém nenastává kavitace. Ze zmíněného grafu vyplývá, že při volbě menších rezerv se bezkavitační pásmo zúžuje, aniž lze pozorovat při provozu změnu parametrů napájecího čerpadla. U oběžných kol prvního stupně NČ leží tzv. *bezrázový průtok* Q_o zpravidla mimo pracovní rozsah, takže NČ provozujeme většinou při průtocích mezi 3 a 1. Při vstupní měrné energii Y_s určené dle průběhu kavitační rezervy I. je nebezpečí trvalé kavitace na sací straně lopatek. Tento stav nastává zejména při regulaci průtoku škrcením.



Graf 5 Rozsah průtoků při kavitaci [11]

Při regulaci změnou otáček se podle zákonů afinity mění s dostatečnou přesností i hodnoty kavitační rezervy Δh_b tak, že v provozním rozsahu průtoku nedochází ke zhoršení kavitačních poměrů. Pokud je provozní průtok $Q < Q_{o2}$ (znázornění na Grafu 6), pak se přebytek celkové energie při otáčkách n_2 oproti n_1 zvyšuje ($n_2 < n_1$). Pokud je vstupní tlaková energie Y_s vytvořena PČ, je zřejmé, že je výhodnější, aby PČ mělo stále konstantní otáčky.



Graf 6 Regulace změnou otáček [11]

Uvažujeme-li průběh Δh_b dle Grafu 4, je možno posuzovat tlakové poměry a kavitační chování napájecího čerpadla i při nestacionárním provozu, kdy dochází k náhlým teplotním a tlakovým změnám v napájecí nádrži. Aby nedošlo ke vzniku páry, musí být v každém časovém okamžiku v průběhu trvání změny ve sledovaném místě k dispozici tlak stejný nebo větší než-li tlak na mezi sytosti při dané teplotě. Voda se v přírodním potrubí pohybuje rychlostí w , přičemž tlak p_g se za předpokladu přímého vertikálního potrubí zvětšuje lineárně. Při náhlém přivedení studeného kondenzátu do napájecí nádrže (uvažuje se skoková změna), klesá teplota dle *směšovacího zákona*.

4.4 Vzorce použité při kontrole kavitace v sacím traktu

Pro kontrolu možnosti vzniku kavitace v celém sacím traktu napájecích čerpadel budeme uvažovat náhlý výpadek turbosoustrojí ze zatížení, což je z hlediska kavitace provozně nejnejpříznivější případ. Při výpočtu vycházím z tvrzení Dr. Oplatky, který tvrdí, že ke kavitaci v sacím traktu nedojde, pokud je skutečný tlak p_v v každém místě větší, než je minimálně provozní tlak [13].

4.4.1 Výpočet teplot dle směšovacího zákona

- udává časový průběh teploty vody v nádrži za předpokladu okamžitého dokonalého promíchání přitékajícího kondenzátu s obsahem NN:

$$T_{HB} = T_K + (T_o - T_K) \cdot e^{-\alpha_o \cdot t_n} \quad (27), \quad \text{kde} \quad \alpha_o = \frac{1}{t_n} \quad (28); \quad t_n = \frac{V_N}{Q_{KON}} \quad (29).$$

S klesající teplotou klesá pochopitelně i tlak p_n . Rychlost klesání je největší na začátku změny, a proto musí být bezpodmínečně zajištěno, aby v prvním okamžiku přírůstek hydrostatického tlaku byl větší než okamžitý pokles tlaku p_n v NN. Tato podmínka je splněna vždy v delším čase, neboť difference tlaku mezi NN a vstupním hrdlem NČ se bude vyrovnávat.

Ve vstupním hrdle PČ a NČ musí být vždy k dispozici tlaková měrná energie rovná tlakové energii nasycených par zvětšená o hodnotu Δh , aby za tohoto stavu nedošlo ke vzniku kavitace u příslušného čerpadla. Tlakový průběh ve vstupním hrdle je možno během změny sledovat v časové závislosti $p=fce(t)$ na Grafu 7.

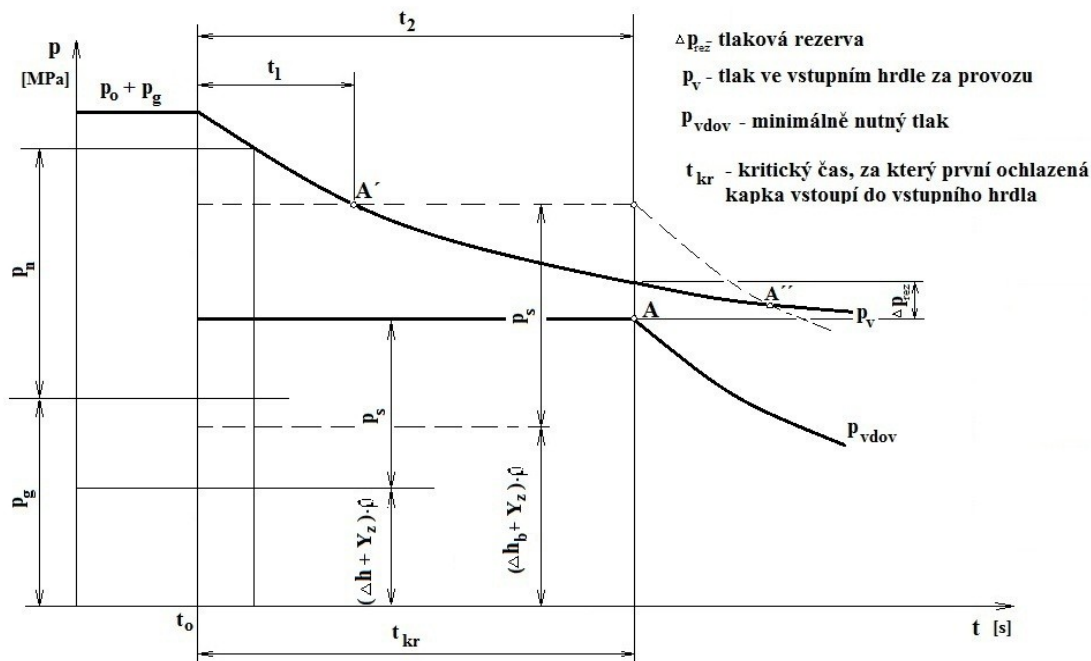
4.4.2 Výpočet skutečného tlaku p_v

Dr. Oplatka tvrdí, že ke kavitaci nedojde, pokud je skutečný tlak p_v v každém místě větší, než je minimálně potřebný tlak p_{vdov} [13]. Skutečný tlak p_v je v každém kontrolovaném místě sacího traktu dán součtem tlaku p_n v NN a hydrostatického tlaku p_g zmenšeného o tlakové ztráty:

$$p_v = p_n + p_g - \Delta p_z \quad (30).$$

Z hlediska kavitace je provozně nejhorším případem výpadek turbosoustrojí ze zatížení. Při tomto výpadku se okamžitě zavírá přívod páry do turbíny a regenerační ohříváky včetně

odplyňováku přestávají být vytápěny. Do odplyňováku přitéká hlavní kondenzát neohřátý, jehož teplota T_K je rovna teplotě v kondenzátoru. Teplota T a tedy i tlak p_n v NN začínají okamžitě klesat. Skutečný tlak p_v v kontrolovaném místě tedy také okamžitě po výpadku klesá.



Graf 7 Tlakový průběh ve vstupním hrdle [11]

4.4.3 Skutečný tlak za provozu p_v
$$p_v = p_n + p_g - \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad (31).$$

Ke kavitaci nedojde, když bude p_v větší než p_{vdov} :
$$p_n + p_g - \rho \cdot \frac{w^2}{2} > p_s + \rho \left(\Delta h - \frac{w^2}{2} \right) \quad (32).$$

Po upravení:
$$p_n + p_g > p_s + \rho \cdot \Delta h \quad (33).$$

4.4.4 Minimálně potřebný tlak p_{vdov} :

- v sacím potrubí je to tlak na mezi sytosti při dané teplotě
- v sání čerpadla je to tlak na mezi sytosti zvětšený o minimální kavitační rezervu čerpadla

Minimálně potřebný tlak p_{vdov} v kontrolovaném místě je po určitou dobu (t_{kr}) od výpadku zatížení konstantní, protože tímto místem proudí po dobu t_{kr} voda, obsažená v okamžiku výpadku v potrubí mezi kontrolovaným místem a NN, a ohřátá tedy na teplotu T_o , tj. na teplotu vody v NN v okamžiku výpadku. Minimálně nutný tlak ve vstupním hrdle je dán podmínkou:

$$p_{vdov} = p_s + \rho g \cdot NPSHR - \rho \frac{w^2}{2} \quad (34).$$

4.4.5 Kritický čas

Na začátku změny v čase $t=0$ se tlak sytosti p_s nemění a je roven původnímu tlaku v NN p_o ; tlak sytosti se začne snižovat až první ochlazené kapky vody dojdou od vstupního hrdla NČ. Tento okamžik je nejnebezpečnější a je označován jako kritický čas $t_{kr} = \frac{L}{w}$ (35). Graf 7 znázorňuje průběh tlaků p_v a p_{vdov} . Je zřejmé, že pouze v čase t_{kr} může dojít k zapáření napáječky, pokud tlak p_{vdov} (daný bodem A), bude vyšší než tlak p_v . Stačí tedy vyšetřovat podmínky pouze v čase t_{kr} , neboť je-li tato podmínka v tomto čase splněna, není možné ji nedodržet v žádném jiném čase. Čas t_{kr} od výpadku ze zatížení je pro kontrolované místo nejnepriznivější, protože tlaková rezerva $\Delta p_{rez} = p_v - p_{vdov}$ (36) je v tomto okamžiku nejmenší. Je to způsobeno tím, že dle směšovacího zákona je nejstrmější pokles teploty T v nádrži v okamžiku výpadku turbosoustrojí ze zatížení ($t=0$) a teplota v kontrolovaném místě sleduje teplotu vody v nádrži s časovým zpožděním t_{kr} .

Podmínku, která zaručuje, že nevznikne kavitace, je možno psát ve tvaru pro $p_g = \rho gh$ a $p_s = p_o$, která dosadíme do rovnic výše uvedených: $p_n + \rho gh \geq p_o + \rho \Delta h$ (37).

4.4.6 Tlakové ztráty

Při výpočtu skutečného tlaku za provozu je nutné uvažovat tlakové ztráty:

$$\Delta p_z = \Delta p_\lambda + \Delta p_\zeta = \left(\lambda \frac{L}{D} + \sum \zeta \right) \frac{w^2}{2} \rho \quad (38), \quad \text{kde} \quad \Delta p_\lambda = \lambda \frac{L}{D} \frac{w^2}{2} \rho \quad (39); \quad \Delta p_\zeta = \zeta \frac{w^2}{2} \rho \quad (40).$$

Výsledný tlak p_v tedy potom bude: $p_v = p_n + \rho gh - \Delta p_z$ (41). Dr. Oplatka ve svém výpočtu sice tlakové ztráty Δp_z zanedbává, ale při výpočtu zanedbává i výšku vrstvy vody v NN, čímž se chyba vyrovnává [13].

Přesná podmínka bezkavitačního provozu tedy bude:

$$p_n + \rho gh - \Delta p_z > p_s + \rho \Delta y \quad (42), \quad \text{přičemž geodetickou nátokovou výšku } h \text{ měříme od hladiny vody v NN.}$$

Čas t_{kr} je dán, teplota v NN se vypočte pro čas $t=t_{kr}$ dle směšovacího zákona, tlak je pak funkcí teploty. Z Grafu 7 vyplývá, že při uvažování hodnot Δh_b dochází ke vzniku kavitace již v čase t_1 (bod A'), která zanikne v čase t_2 (bod A''). Po dobu $\Delta t = t_2 - t_1$ běží napáječky v zapářeném stavu. Tento provozně závažný stav je ve skutečnosti mnohem složitější. Dojde-li k zapáření i na krátkou dobu, je nutno, aby vlastní frekvence rotoru byla vhodně volena k pásmu provozních otáček. Při zvláště neoptimálním průtoku dojde u vysokootáčkových oběžných kol k odtržení proudu s výraznými místními podtlaky, které nelze dostatečně dimenzovaným PČ eliminovat.

Hlavní vliv na kavitaci v čerpadle má obsah vzduchu a teplota. Hodnota Δh_k poměrně málo ovlivňuje obsah vzduchu (a to ještě při větších průtocích). Výrazněji se projevuje obsah vzduchu při větší drsnosti obtékaných ploch. Například při 50% nasycení vody vzduchem je Δh_k asi o 8% vyšší než u vody zcela odzdušněné. Na hodnotu Δh_k má vliv i teplota; s rostoucí teplotou tato hodnota roste.

5 Elektrárna Ledvice 660MW

Elektrárna Ledvice je tepelná kondenzační elektrárna, která byla vybudována v letech 1966–1969 o celkovém výkonu 640MW. Tvořilo ji celkem pět energetických výrobních bloků, ale nyní jsou v provozu jen tři 110 MW bloky. V roce 2006 se schválila výstavba nového nadkritického bloku 660MW v areálu stávající elektrárny, která zajistí jeho ekonomicky efektivní provoz po dobu 40 let. Schéma uspořádání elektrárny naleznete v příložených výkresech. V napájecím soustrojí této elektrárny kontrolují vznik kavitace v sacím potrubí.

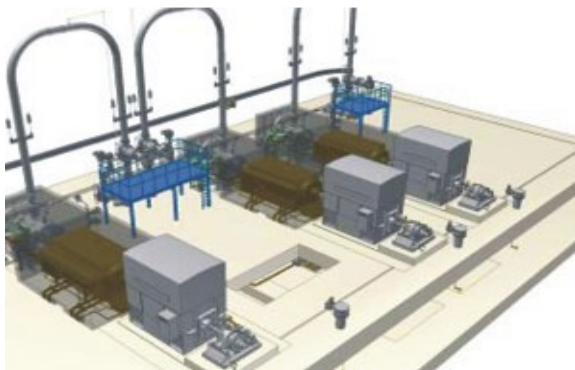
5.1 Funkce napájecí stanice obecně

Napájecí stanice musí zajistit dodávku potřebného množství napájecí vody parnímu kotli, aby byl umožněn jeho jmenovitý výkon. Hlavní parametry napájecích čerpadel jsou dopravní výška a dopravní množství. Prostor nad hladinou v NN je vyplněný sytou párou o tlaku odpovídající teplotě varu vody. Z napájecí nádrže se přivádí napájecí voda do napájecího čerpadla. Napájecí voda se z napájecí nádrže čerpá při teplotách mnohem vyšších než 100 stavu sytosti.

Dopravní výška napájecích čerpadel musí být volena tak, aby se mohla do kotle dopravit voda i při krátkodobém překročení konstrukčního tlaku. Proto je třeba pro dimenzování uvažovat nejen tlakový rozdíl a geodetickou dopravní výšku, ale i všechny hydraulické tlakové ztráty v napájecím traktu (potrubí, vysokotlaké ohříváky, napájecí regulační ventil, ohřívák vody u kotle, přehřívák, u průtlačných kotlů také výparník atd.). Napájení kotlů musí být zajištěno v potřebném množství i při tlaku nutném pro plné otevření pojistných ventilů při jmenovitém množství vyráběné páry. Počet napáječek a dopravované množství pro jeden nebo několik kotlů se volí tak, aby při vyřazení kterékoli z napáječek byla zbývajících napáječkami zajištěna potřebná dodávka vody. Obr.12 znázorňuje projekční uspořádání napájecího soustrojí (tři elektronapáječky pracující v zapojení 2+1).

Sací a výtlačná potrubí musí být navržena tak, aby silové účinky na hrdla napájecích čerpadel byly menší než dovolená zatížení určená výrobcem čerpadel. Napájecí čerpadla rozdělujeme podle toho, kdy jsou v provozu:

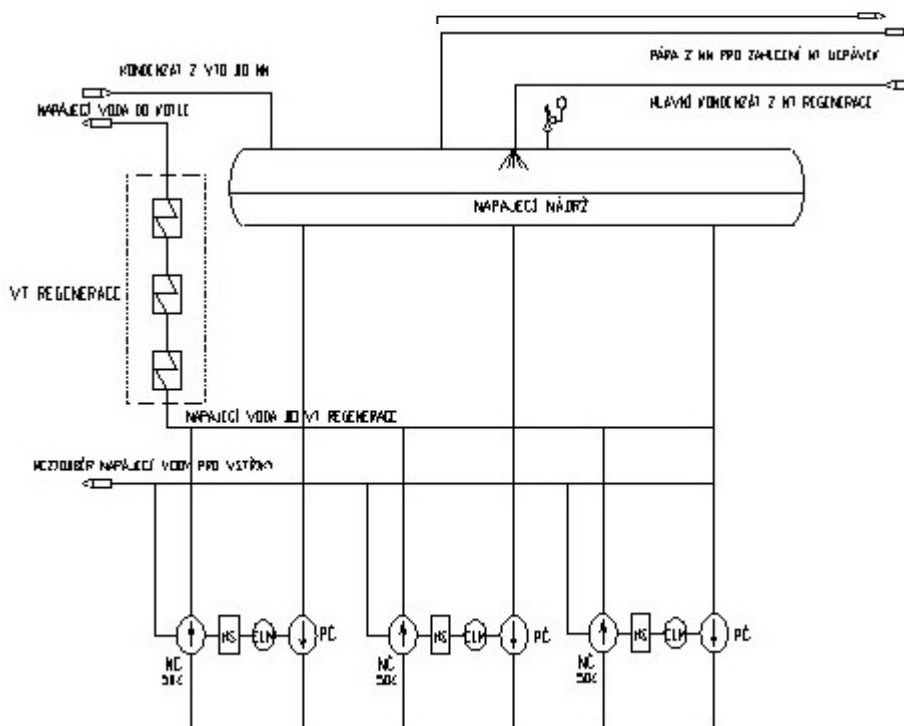
- a) základní (jsou normálně v provozu)
- b) záložní (uváděna do provozu jen při výpadku některé základní napáječky).



Obr.12 Uspořádání napájecího soustrojí [8]

5.2 Napájecí stanice nového bloku 660 MW

Skládá se ze tří elektronapáječek, viz Obr.13, které jsou umístěny v prostoru mezistrojovny bloku. Každé napájecí soustrojí se svými parametry je navrženo na 50% jmenovitého výkonu bloku, což z hlediska provozu napájecí stanice znamená, že při normální provozu bloku budou v provozu dvě napájecí soustrojí, a třetí bude tvořit 50% rezervu pro případ zaskoku. Dle provozních zkušeností potrubní trasa pro tuto variantu vychází vlivem menšího průměru potrubí měkčí (a tím pádem i namáhání hrdel čerpadel bude menší). Hodnota kavitační rezervy je zde menší než u varianty 2x100%, z čehož vyplývá, že napájecí nádrž může být umístěna na nižším podlaží a potrubí sacího traktu bude kratší. Také provozní zkušenost nám říká, že při použití varianty 3x50% je větší provozní účinnost, neboť při výpadku jednoho čerpadla z provozu je zaručen ekvivalentní provoz dvou zbývajících, ovšem při havárii dalšího čerpadla u varianty 2x100% nemáme již žádný rezervní zdroj napájecí vody pro kotel, a to může znamenat havárii kotle. Varianta 3x50% nám i v tomto případě umožní bezporuchové odstavení kotle.



Obr.13 Schéma napájecí stanice ELE Ledvice [10]

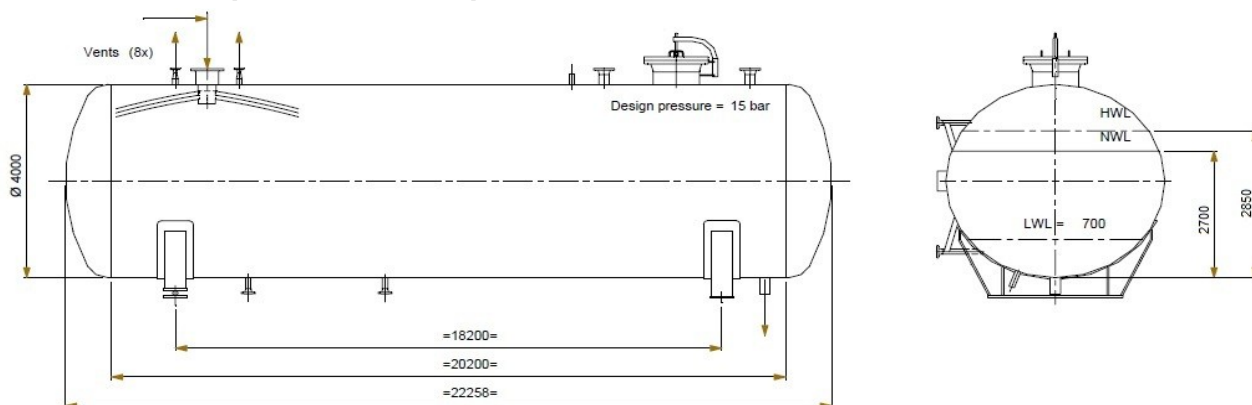
Nový blok pro elektrárnu je blokem nadkritickým; tj.nadkritickými parametry (teplota a tlak) mají hodnoty vyšší než jsou hodnoty v kritickém bodě. Rozdíl napájecího soustrojí bloku s nadkritickými parametry oproti bloku s parametry podkritickými je pouze ve vyšší hodnotě tlaku na výtlačném hrdle čerpadla, a tím vyšší hodnotě čerpací práce.

5.2.1 Napájecí nádrž (NN)

Rozměry NN jsou uvedeny na Obr.14. Fotografie napájecí nádrže na Obr.15 a Obr.16 byly vyfoceny v ELE Ledvice.

Parametry:

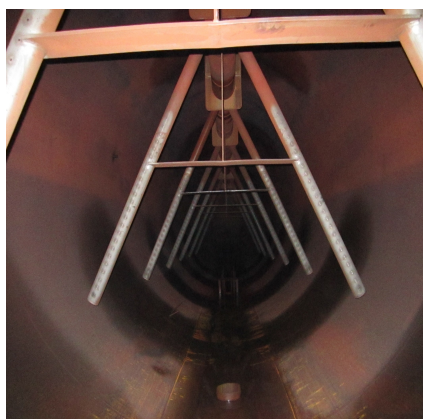
$V_{NN}=279,7 \text{ m}^3$; $T_{\text{provozní}}=188,8^{\circ}\text{C}$; $p_{\text{provozní}}=1,19\text{MPa}$; odplynění: rozstříkovací systém STORK



Obr.14 Rozměry napájecí nádrže [10]



Obr.15 Reálná fotka napájecí nádrže v ELE Ledvice



Obr.16 Pohled do NN

5.2.2 Napájecí čerpadlo typ Sigma KNE 5.1

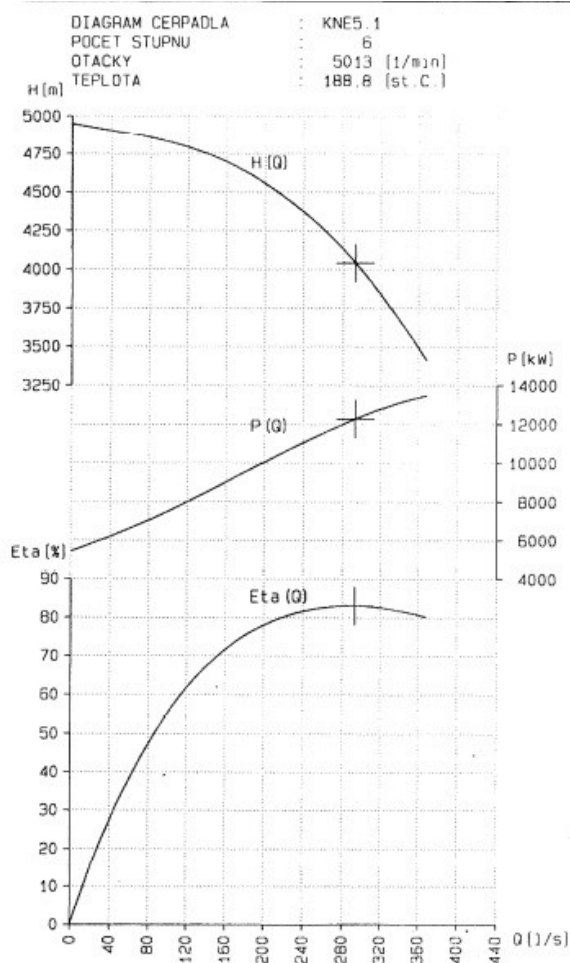
V diplomové práci se věnuje právě velká pozornost napájecímu čerpadlu (NČ). Toto čerpadlo, viz Obr.17-19, bylo navrženo speciálně pro napájení parních kotlů o vysokých tlacích a teplotách. Konstrukčně se jedná o horizontální, vysokotlaké, vysokootáčkové, víceúhňové odstředivé čerpadlo. Informativní cena: 17 600 000 Kč/kus. Průběh změny parametrů v NČ jsou znázorněny na Grafu 8 a Grafu 9.



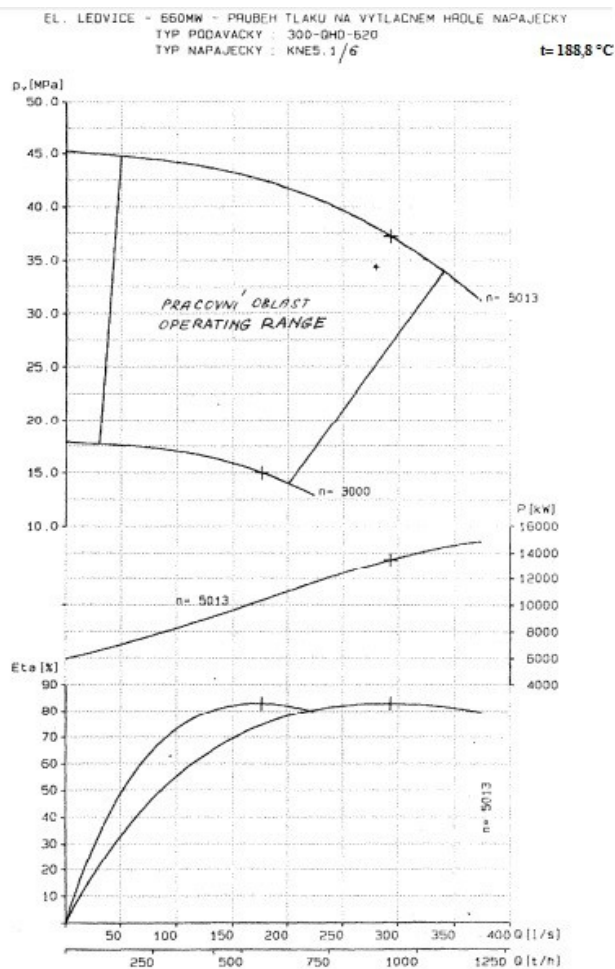
Obr.17 Napáječka KNE 5.1 [15]



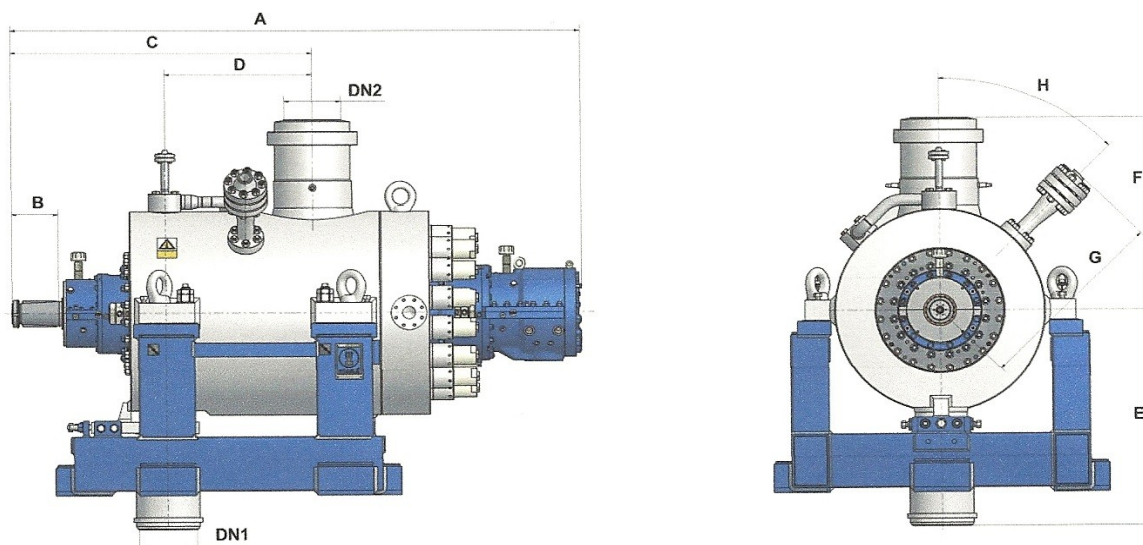
Obr.18 NČ na zkušebním standu, Ledvice



Graf 8 Charakteristika NČ [10]



Graf 9 Průběh tlaku na výtlačném hrdle napáječky [10]

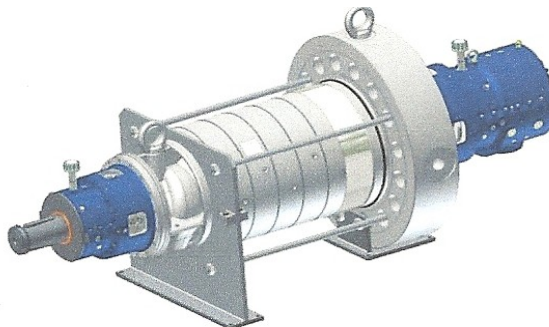


| TYP | DN1 | DN2 | A | B | C | D | E | F | G | H | Hmotnost [kg] |
|-------------|-----|-----|------|-----|------|-----|------|------|------|-----|---------------|
| KNE-5.1 6st | 300 | 300 | 3050 | 250 | 1615 | 790 | 1200 | 1070 | 1065 | 45° | 14 600 |

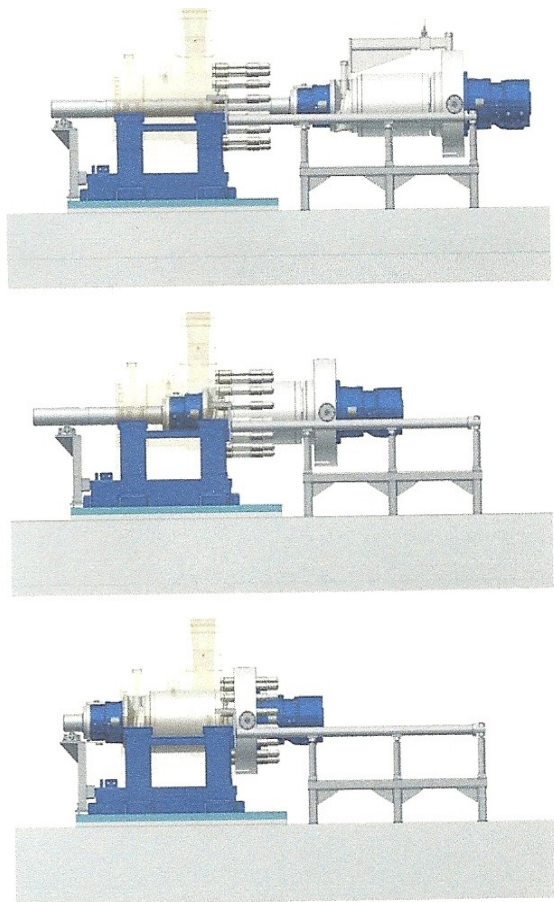
Obr.19 Rozměry NČ v ELE Ledvice [15]

Čerpadlo můžeme rozdělit na dvě části: vysokotlaký plášť a vnitřní stator (kompletní čerpací jednotka). Toto uspořádání umožňuje provozovateli rychlou opravu čerpadla výměnou vnitřního statoru čerpadla. Vysokotlaký plášť má těleso z vysokopevnostní legované oceli opatřené na těsnících a středících plochách návary z nerezové austenitické oceli. Za stejného materiálu je i sací a výtlačné hrdlo přivařené k tělesu pláště. Hrdla vysokotlakého pláště mohou být přírubová nebo přivařovací. V případě přivařovacích hrdel je plášť pevně vevařen do potrubního systému a případná oprava čerpadla se provádí výměnou vnitřního statoru, který je k plášti upevněn hydraulicky natahovnými šrouby.

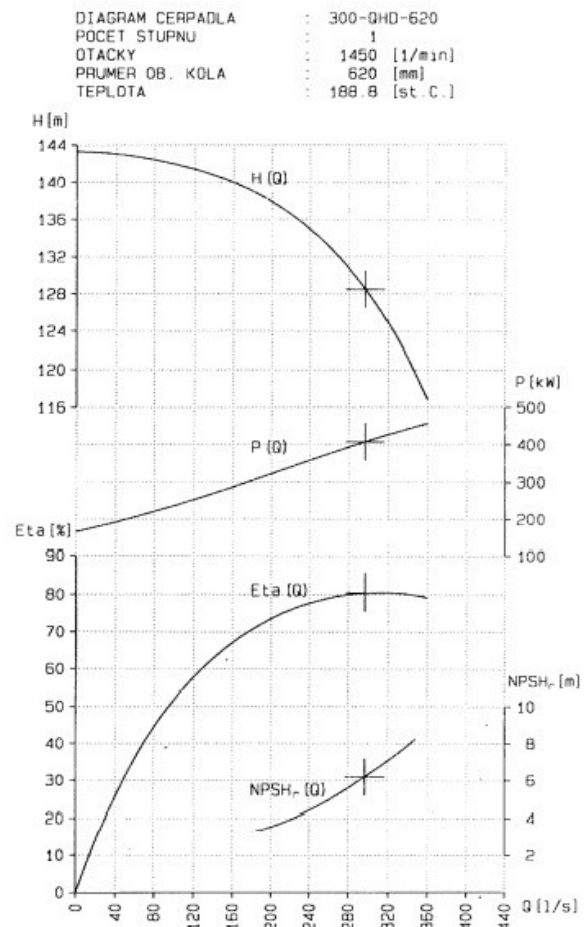
Vnitřní stator, Obr.20, je vlastní čerpací agregát skládající se z rotoru, vnitřní statorové části, vyrovnávacího zařízení, mechanických ucpávek, kluzných radiálních ložisek a axiálního ložiska, mazaná z cizího zdroje tlakovým olejem. Vnitřní stator je montovatelný mimo plášť čerpadla; zaručení jeho rychlé výměny. Ve výrobním závodě je smontován, zkontrolován a odzkoušen tak, aby mohl být zabudovaný do kteréhokoli vysokotlakého pláště téže velikosti čerpadla. Na Obr.21 je uveden montážní postup vnitřního statoru do pláště čerpadla.



Obr.20 Vnitřní stator [15]



Obr.21 Příklad montáže vnitřního statoru [15]



Graf 10 Charakteristika PČ [10]

5.2.3 Podávací čerpadlo 300-QHD-623

Podávací čerpadla jsou obecně určena pro zvýšení tlaku vody před vstupem do napájecího čerpadla. V Ledvicích se konstrukčně jedná o horizontální, nízkootáčková a jednostupňová čerpadla, Obr.22, s charakteristikou na Grafu 10. Použitá ložiska jsou radiální kluzná, axiální valivá, mazání tlakovým olejem z cizího zdroje. Informativní cena: 3 500 000 Kč/kus.



Obr.22 PČ 300-QHD-623 [15]

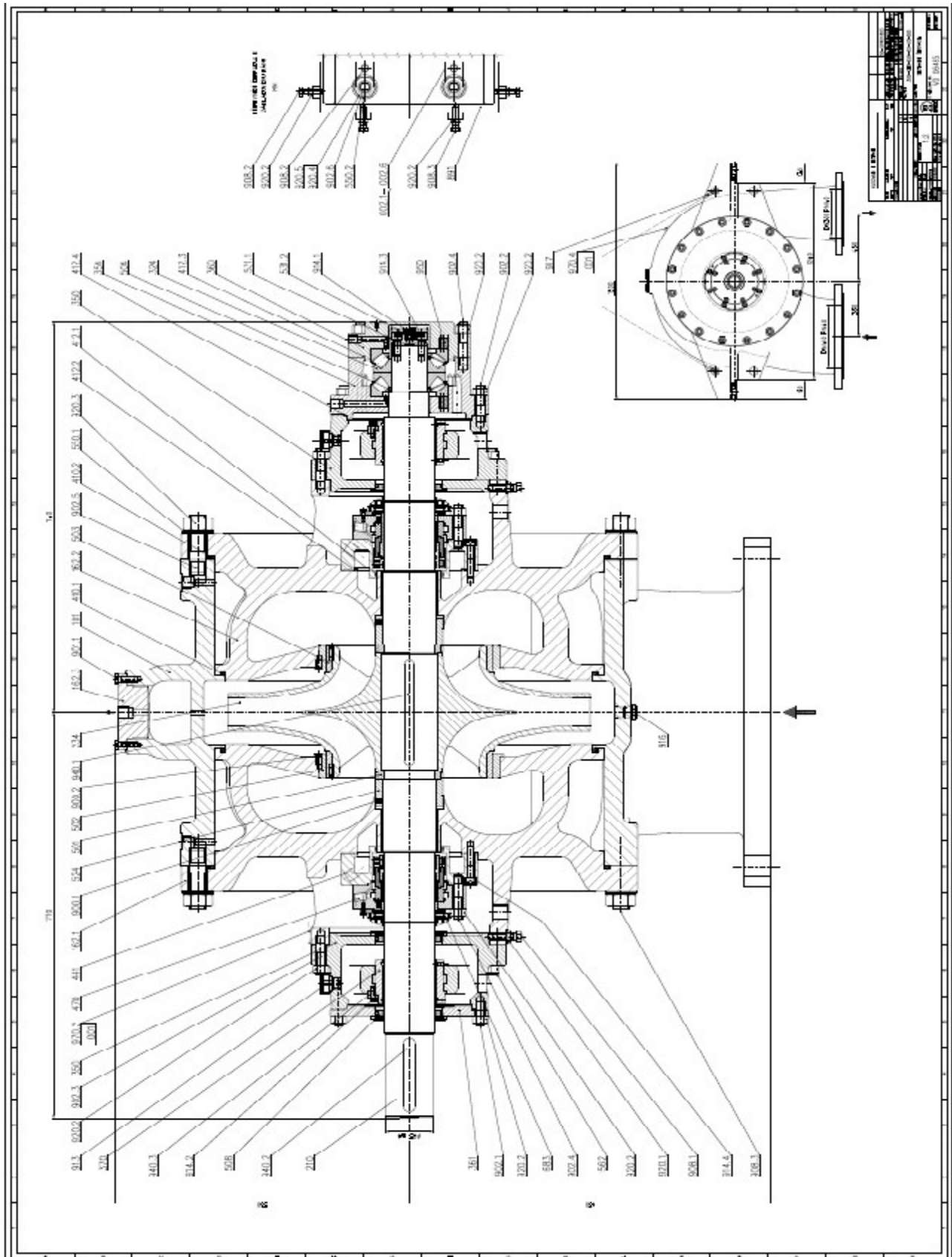
Parametry obou čerpadel naleznete v Tabulce 2. Popis k výkresům, které naleznete na dalších stránkách, je následující: na Výkresu 1 se nachází řez podávacím čerpadlem; Výkres 2 znázorňuje soustrojí PČ; Výkres 3 představuje řez NČ; sací a výtlačné hrdlo spolu s vnitřním statorom NČ naleznete na Výkresu 4. Na Obr.23 je zakreslen řez NČ.

Objednávkový list podávacího čerpadla od firmy Škoda Praha a.s. Sigmě Lutín, která vyráběla podávací a napájecí čerpadla dle zadaných požadavků pro elektrárnu Ledvice 660MW, naleznete v přílohách.

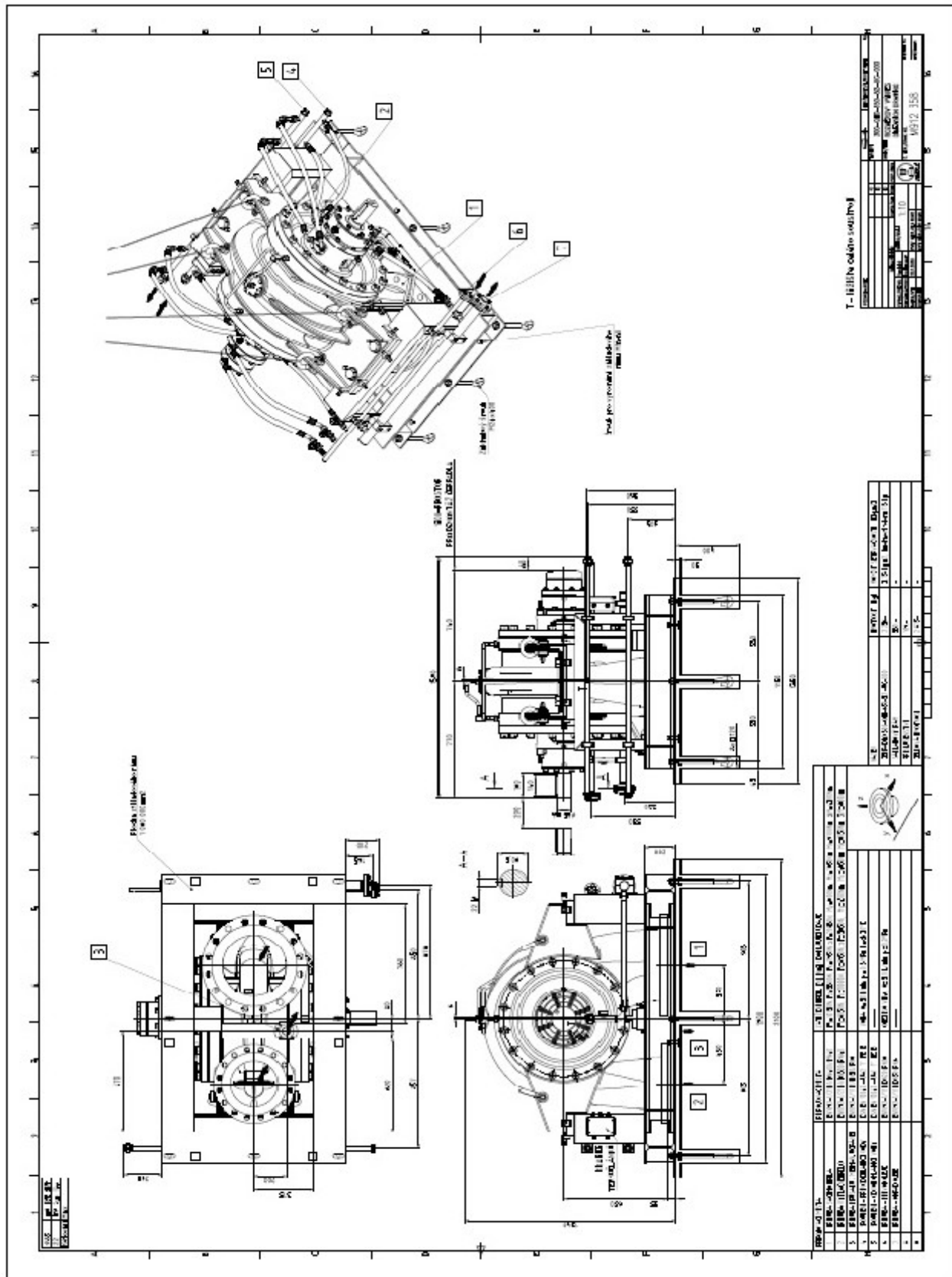
Pracovní parametry napájecího a podávacího čerpadla dle dokumentace Škoda Praha a.s.

| Parametry | NČ | PČ |
|--------------------------------------|---|---|
| Počet stupňů čerpadla | 6 | - |
| Teplota napájecí vody | $t_{nv}=188,8\text{ °C}$ | $t_{nv}=188,8\text{ °C}$ |
| Měrná hmotnost napájecí vody | $\rho=877,4\text{ kg/m}^3$ | $\rho=877,4\text{ kg/m}^3$ |
| Jmenovitý průtok | $Q=0,2928\text{ m}^3/\text{s}$ | $Q=0,2968\text{ m}^3/\text{s}$ |
| Průtočné množství | $\dot{m}=Q \cdot \rho=0,2928 \cdot 877,3$ $\dot{m}=256,9\text{ kg/s}=924,9\text{ t/h}$ | $\dot{m}=Q \cdot \rho=0,2968 \cdot 877,3$ $\dot{m}=260,4\text{ kg/s}=937,4\text{ t/h}$ |
| Tlak na výtlačném hrdle | $p_2=37,2\text{ MPa}$ | $p_2=2,5038\text{ MPa}$ |
| Tlak ve vstupním hrdle | $p_1=2,478\text{ MPa}$ | $p_1=1,398\text{ MPa}$ |
| Průtok z meziodběru | $Q_m=12,6\text{ t/h}$ | - |
| Tlak v meziodběru | $p_m=8,04\text{ MPa}$ | - |
| Příkon čerpadla při provozní teplotě | $P=12\,268\text{ kW}$ | $P=407,7\text{ kW}$ |
| Účinnost při provozní teplotě | $\eta=83\text{ %}$ | $\eta=80,5\text{ %}$ |
| Otáčky | $n=5013\text{ ot/min}$ | $n=1450\text{ ot/min}$ |
| Dopravní výška | $H=4041,2\text{ m}$ | $H=128,5\text{ m}$ |
| Tlak na výtlač. hrdle s meziodběrem | $p_{vm}=37,2085\text{ MPa}$ | - |
| Účinnost spojky a převodovky | $\eta_{sp}=94\text{ %}$ | $\eta_{převodovky}=100\text{ %}$ |
| Příkon Č se spojkou/převodovkou | $P_{sp}=13\,050,9\text{ kW}$ | $P_{převodovky}=407,7\text{ kW}$ |
| Max.příkon s meziodběrem a spojkou | $P_{max}=13\,065,6\text{ kW}$ | - |
| Poloha provozního bodu | $Q/Q_{opt}=0,99$ | $Q/Q_{opt}=0,97$ |
| Dovolená kavitační deprese | - | $NPSHR=5,34\text{ m}$ |

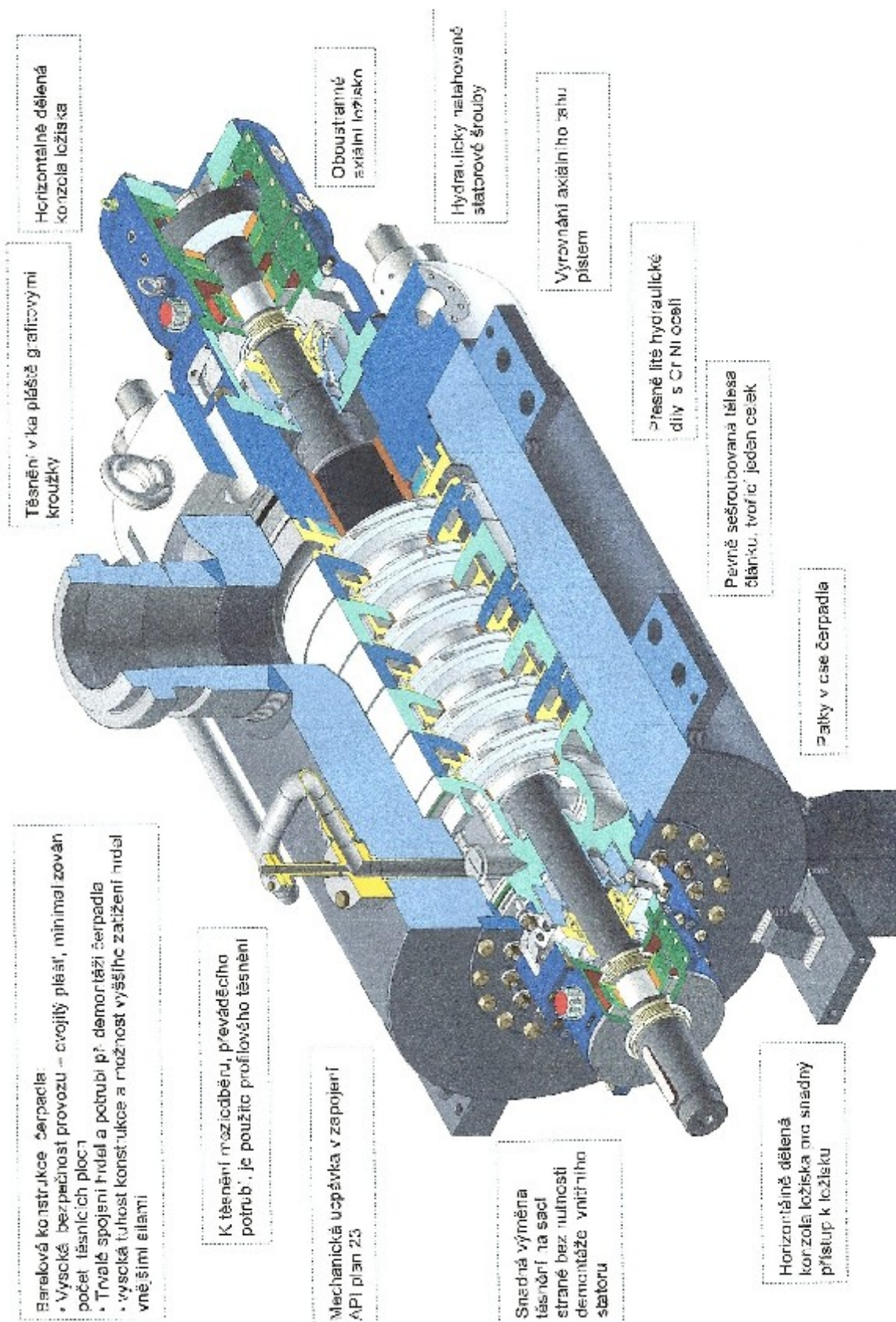
Tabulka 2 Parametry NČ a PČ v ELE Ledvice [10]



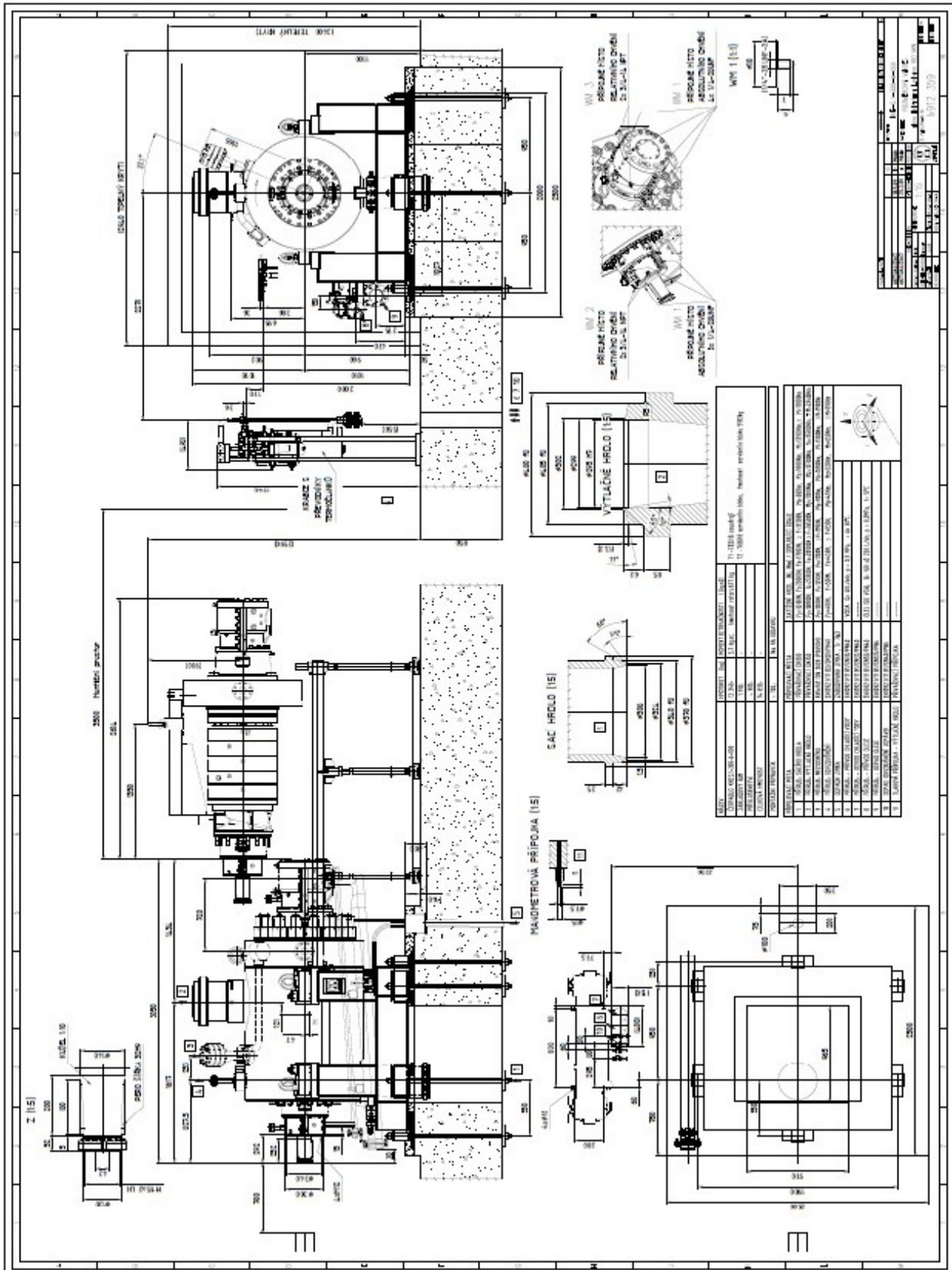
Výkres 1 Řez podávacím čerpadlem 300-QHD-623 [15]



Výkres 2 Podávací čerpadlo 300-QHD-623 [15]



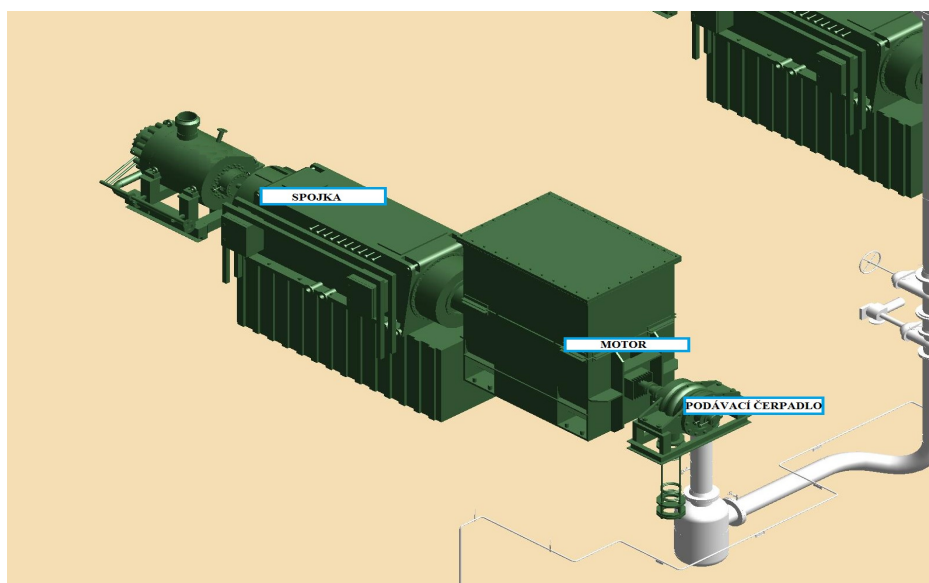
Obr.23 Řez napájecím čerpadlem [15]



Výkres 4 Napájecí čerpadlo KNE 5.1. s vnitřním státorem [15]

5.2.4 Pohon napájecích čerpadel

Každé napájecí soustrojí tvoří tato hlavní zařízení: napájecí čerpadlo KNE5.1, spojka Vorecon, elektromotor a podávací čerpadlo 300-QHD. Napájecí čerpadlo pohání přes vřazenou spojku elektromotor (Obr.24), na druhý konec hřídele elektromotoru je napojeno napřímou podávací čerpadlo. Spojka zajišťuje regulaci otáček, a tím ve svém důsledku i množství a tlak napájecí vody, které je napájecím čerpadlem dodáváno do kotle. Podávací čerpadlo, které je poháněno od druhého konce hřídele elektromotoru, zvyšuje tlak napájecí vody před jejím vstupem do napájecího čerpadla tak, aby toto mohlo v celém svém provozním pásmu pracovat v bezkavitačním režimu.



Obr.24 Detail propojení PČ s motorem a se spojkou

Pro pohon napájecích čerpadel se v ELE Ledvice používají dvě varianty - pohon elektromotorem a pohon parní turbínou. Hnací elektromotor je napájen ze sítě vlastní spotřeby bloku, která odebírá energii vyrobenou z bloku prostřednictvím odbočkového transformátoru napojeného za vývodu generátoru.

- **Hydraulická převodovka** – dodavatel: Vorecon; $P_{jmenovitý}=13330$ kW; $n_{vstupní}=1493$ ot/min; max. $n_{výstupní}=5050$ ot/min.
- **Elektromotor** - asynchronní s kotvou nakrátko, čtyřpólový; $n=1493$ ot/min; dodavatel firma Siemens; $P_{jmenovitý}=16000$ kW.
- **Hydraulická spojka** Vorecon – dodavatel: Voith Turbo; umožňuje regulovat svoje výstupní otáčky ve velmi širokém rozsahu a s mnohem lepším průběhem účinnosti než klasická hydrodynamická regulační spojka.

6 Tlakové ztráty v potrubí Δp [7], [8], [9]

Při proudění tekutin dochází neustále k disipaci, tj. k přeměně části kinetické energie tekutiny vlivem tření na teplo. Projevem tohoto procesu je klesání celkového tlaku. Z hlediska výpočtového dělíme tlakové ztráty v potrubních systémech na ztráty místní a ztráty třecí. Pojmenování je tradiční, tudíž ho budeme respektovat, i když je matoucí, protože tření je příčinou všech tlakových ztrát.

6.1 Odvození tlakové ztráty Δp

Při odvozování série Bernoulliových rovnic vyjdeme z Navier-Stokesovy rovnice (43) a postupným zaváděním zjednodušujících předpokladů dostaneme Bernoulliovy rovnice různého stupně obecnosti.

$$\frac{dw_i}{dt} = R_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i} + v \frac{\partial^2 w_i}{\partial k^2} + \frac{1}{3} v \frac{\partial}{\partial i} \frac{\partial w_k}{\partial k} \quad (43)$$

– zjednodušením $v=0$ dostaneme Eulerovu rovnici:

$$\frac{dw_i}{dt} = R_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i} \quad (44) / di$$

– jsou to vlastně 3 rovnice ve směru os x, y, z , které postupně vynásobíme dx, dy, dz , obecně di a sečteme a vznikne (46)

$$w_i dw_i = R_i di - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i} di \quad (45)$$

$$\Sigma: w_k dw_k = R_k dk - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial k} dk \quad (46)$$

– pomocné výpočty $w^2 = w_x^2 + w_y^2 + w_z^2 = w_k^2$, derivací: $2w dw = 2w_k d_k \rightarrow w dw = w_k d_k$

$$w dw = R_k d_k - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial k} dk \quad (47)$$

– jelikož $p=p(t,x,y,z)$, tak za výraz $\frac{\partial p}{\partial k} dk$ dosadíme po úpravě $\frac{\partial p}{\partial k} dk = dp - \frac{\partial p}{\partial t} dt$

$$\Rightarrow w dw = R_k d_k - \frac{1}{\rho} dp + \frac{\partial p}{\partial t} dt \quad (48) \dots \dots \text{obecná Bernoulliovo rovnice}$$

Upravení

$$1) \text{ uvažujme stacionární proudění } \frac{\partial p}{\partial t} = 0 : w dw = R_k d_k - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{\rho} \quad (49)$$

$$2) \text{ tekutina v gravitačním poli } R_x = R_z = 0; R_y = -g: w dw = -g dy - \frac{dp}{\rho} \quad (50)$$

$$3) \text{ rovnici integrujeme podél proudnice: } \frac{w^2}{2} = -g dy - \int \frac{dp}{\rho} + C \quad (51)$$

4) proudění je nestlačitelné $\rho = konst$ (algebr. Bernoulli.rce): $\frac{w^2}{2} + gy + \frac{p}{\rho} = C$ (52)

algebraická B.rce ve formě výšek: $\frac{w^2}{2g} + y + \frac{p}{\rho g} = y_c$ (53) / ρg

algebraická B.rce ve formě tlaků: $\rho \frac{w^2}{2} + \rho gy + p = p_c$ (54)

Na samém počátku zjednodušovací posloupnosti je $v=0$, čili proudění bez tření a beze ztrát. Přesto je snaha používat Bernoulliovu rovnici i pro proudění se ztrátami, kdy se tato rovnice rozšíří o ztrátový člen ve formě energie $\zeta \frac{w^2}{2}$, nebo formě výšky $\zeta \frac{w^2}{2g}$ či formě tlaku $\zeta \rho \frac{w^2}{2}$.

$$\zeta \frac{w^2}{2} + \rho gy + \zeta \rho \frac{w^2}{2} = p_c \quad (55) \dots \text{rozšířená Bernoulliovo rovnice}$$

Koeficient ζ je ztrátový součinitel, jednak je místní ζ_M a třecí ζ_T . Místní ztrátový součinitel vyjadřuje místní ztrátu, která vzniká v potrubí při náhlé změně rychlosti nebo směru proudění. Třecí ztrátový součinitel ζ_T vyjadřuje ztrátu vznikající třením v rovných potrubních úsecích. $\zeta_T = \lambda \frac{L}{D} \rightarrow \Delta p = \zeta_T \rho \frac{w^2}{2} = \lambda \frac{L}{D} \rho \frac{w^2}{2}$ (56)

6.2 Výpočet tlakové ztráty při kontrole kavitace

Celkové tlakové ztráty v potrubí daném axonometrickou trasou označíme Δp_z . Celkové tlakové ztráty zahrnují ztráty od přímých úseků potrubí společně s místními ztrátami a vypočtou se podle následujícího vzorce: $\Delta p_z = \Delta p_\lambda + \Delta p_\zeta = \left(\lambda \frac{L}{D} + \sum \zeta \right) \frac{w^2}{2} \rho$ (57).

Místní tlakové ztráty daného bodu se spočtou pomocí ztrátového součinitele ζ a dynamického tlaku $\rho \frac{w^2}{2}$ podle rovnice: $\Delta p_\zeta = \zeta \frac{w^2}{2} \rho$ (58). U ztráty třecí, která vzniká v dlouhých rovných potrubních úsecích, se ζ dále rozvíjí seskupením součinitele tření λ , délky potrubí L a průměrem D dle $\zeta = \lambda \frac{L}{D}$ (59); tj. tlakové ztráty přímých částí potrubí od výtoku z nádrže až do daného bodu: $\Delta p_\lambda = \lambda \frac{L}{D} \frac{w^2}{2} \rho$ (60).

6.3 Místní ztráty

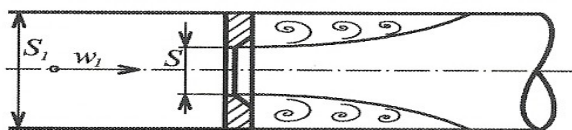
Zdrojem místních ztrát je intenzivní víření, které vzniká při náhlé změně směru proudění nebo změně velikosti rychlosti (zejména jejím snížením), tj. v kolenech, T-kusech, v potrubních uzlech, ve ventilech, clonách, dýzách, při náhlém rozšíření či zúžení průtokového průřezu. Jsou tedy lokalizované na poměrně krátké úseky potrubních sítí. K určení místních ztrát se používají tabulky, grafy, vzorce, někdy jejich kombinace.

➤ Větvení proudu v T-kusech; odbočky a přípojky

- tlaková ztráta se vypočítá dle: $\Delta p = \zeta \rho \frac{w^2}{2}$ (61), kde součinitelé ζ jsou uvedeny v tabulkách

➤ Tlaková ztráta při průtoku clonou

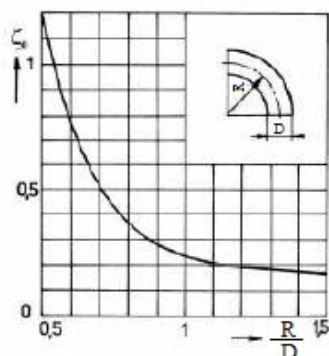
Clona má otvor průřezu S a je vložena do válcové trubice průřezu S_1 , Obr.25. Tlaková ztráta je vztažena na dynamický tlak před clonou podle $\Delta p = \zeta \rho \frac{w_1^2}{2}$ (62). Ztrátový součinitel závisí na poměru průřezů S/S_1 .



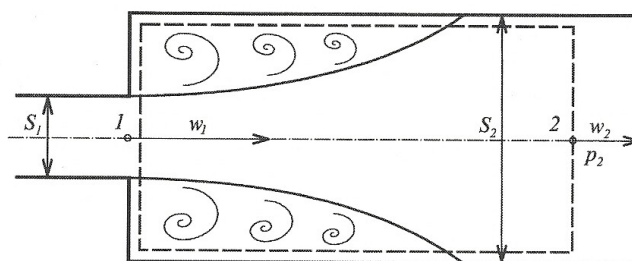
| S/S_1 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1 |
|---------|-----|------|------|-----|------|-----|-----|------|------|---|
| ζ | 225 | 47,7 | 17,8 | 7,8 | 3,75 | 1,8 | 0,8 | 0,29 | 0,06 | 0 |

Obr.25 Schéma průtoku clonou spolu s hodnotami poměru průřezů [6]

- Ztráta v kolenu se vypočte dle vzorce: $\zeta = \zeta_0 + \zeta_i = \frac{\pi}{2} \lambda \frac{R}{D} + 0,21 \left(\frac{R}{D}\right)^{-1/2}$ (63). Pro určení tlakové ztráty v kolenu se může vycházet z Grafu 11.



Graf 11 Ztrátový součinitel pro určení ztrát v kolenu [14]



Obr.26 Schéma rozšíření proudu [6]

➤ **Ztráta náhlým rozšířením/zúžením proudu, Obr.26**

Použijeme rovnici kontinuity (64) a větu o změně toku hybnosti (65):

$$S_1 w_1 = S_2 w_2 \rightarrow w_2 = \frac{S_1}{S_2} w_1 \quad (64) \quad p_1 S_1 - p_2 S_2 = \rho S_1 w_1^2 - \rho S_2 w_2^2 \quad (65)$$

$$p_2 = p_1 + \rho \left(\frac{S_1}{S_2} w_1^2 - w_2^2 \right) = p_1 + \rho w_1^2 \left[\frac{S_1}{S_2} - \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 \right] \quad (66)$$

- z Bernoulliovo rovnice, která zanedbává ztráty, se určí teoretický tlak p_{2t} :

$$p_1 + \rho \frac{w_1^2}{2} = p_{2t} + \rho \frac{w_2^2}{2} \rightarrow p_{2t} = p_1 + \frac{\rho}{2} (w_1^2 - w_2^2) = p_1 + \rho \frac{w_1^2}{2} \left[1 - \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 \right] \quad (67)$$

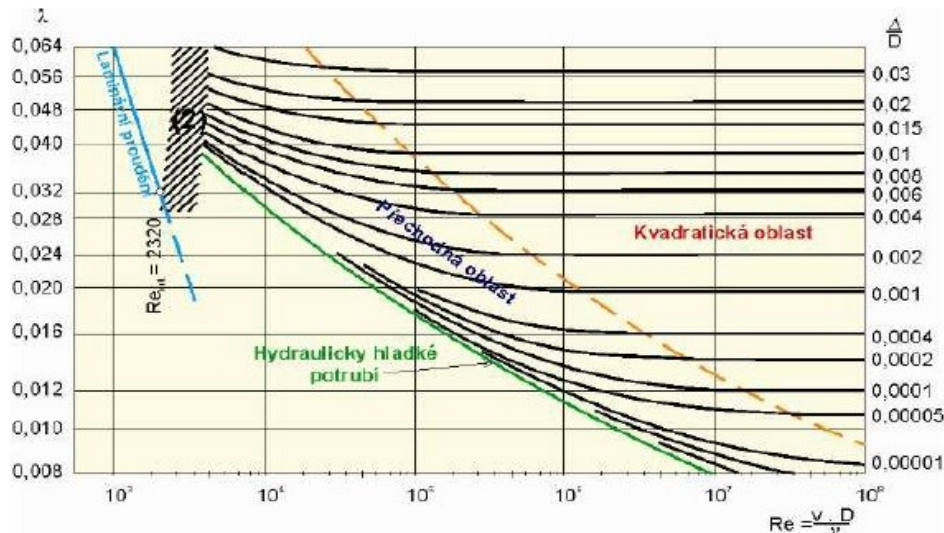
- tlaková ztráta:

$$\Delta p = p_{2t} - p_2 = \rho \frac{w_1^2}{2} \left[1 - \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 - 2 \frac{S_1}{S_2} + 2 \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 \right] = \rho \frac{w_1^2}{2} \left[1 - 2 \frac{S_1}{S_2} + \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 \right] = \rho \frac{w_1^2}{2} \left[1 - \frac{S_1}{S_2} \right] = \zeta \rho w_1^2 \quad (68)$$

- ζ pro rozšíření proudu: $\zeta = \left[1 - \frac{S_1}{S_2} \right]^2$ (69); pro zúžení: $\zeta = \left[1 - \frac{S_2}{S_1} \right]^2$ (70)

6.4 Třecí ztráty [10]

Týkají se dlouhých přímých potrubních úseků, kdy závisí na typu proudění. Závislost součinitele tření λ [-] a Reynoldsova čísla Re [-] znázorňuje Moodyho diagram (Graf 12), kde jsou zřejmé 4 oblasti.



Graf 12 Moodyho diagram [14]

➤ Laminární proudění

Při laminárním (vrstevnatém) proudění se jednotlivé vrstvy posouvají. Krajiní vrstvy jsou brzděny o stěny potrubí a rychlejší vrstvy jsou brzděny třecí silou o sousední pomalejší vrstvy. Pak rychlost proudění v potrubí spojitě roste směrem k ose. Pro stanovení součinitele tření λ v této oblasti se až do kritického Reynoldsova čísla $Re_k = 2320$ používá vztah (72). Tento vztah nezávisí na drsnosti potrubí, je funkcí pouze Reynoldsova čísla.

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{D} \rho \frac{w_s^2}{2} \quad (71), \text{ kde dle Poiseuille: } \lambda = \frac{64}{Re} \quad (72), \quad Re = \frac{w d}{\nu} \quad (73).$$

➤ Turbulentní proudění hydraulicky hladkou trubkou

U hydraulicky hladkého potrubí (HHP) vznikají víry, které zůstávají při stěně uvnitř mezní vrstvy a neodtrhávají se od ní (tím nedochází ke zvětšující se turbulenci proudění). To znamená, že potrubí je dostatečně dlouhé, takže počáteční úsek s rostoucími mezními vrstvami při stěnách a s odlišným odporem je zanedbatelný. Poměry jsou složitější než u laminárního proudění; vychází se z měření.

- Jedná se tedy o případ, kdy turbulentní proudění má mezní vrstvu δ_p několika násobně tlustší než je drsnost potrubí k . Za HHP považujeme to, kde $\delta_p > 2k$. Pro HHP odvodil Blasius

$$\text{vztah: } \lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (74), \text{ který platí pro } Re = 2300 \text{ až } 8 \cdot 10^4.$$

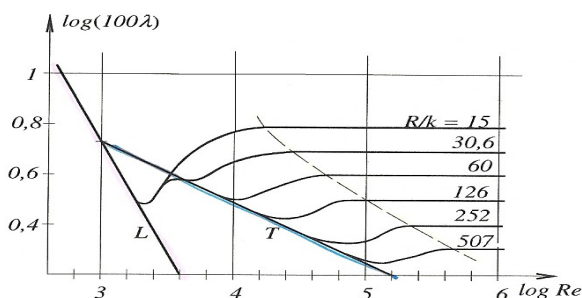
➤ Turbulentní proudění hydraulicky drsnou trubicí

U hydraulicky drsných potrubí (HDP) dochází k odtrhnutí vzniklých vírů vlivem drsnosti potrubí od stěny, a tím ke vzniku turbulentního proudění. Tato oblast proudění patří mezi nejméně prozkoumané. Za HDP považujeme to, kde $\delta_p < 2k$. Turbulentní proudění není ještě plně vyvinuto, proto se tato oblast nazývá také jako *přechodová*. Turbulentní proudění v přechodové oblasti se vypočte dle několika vztahů:

$$\text{Colebrook-White: } \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,71 D} \right) \quad (75), \quad \text{Alšuta: } \lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{k}{D} \right)^{0,25} \quad (76)$$

$$\text{Frankel: } \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left[\left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} + \frac{k}{3,71 D} \right] \quad (77)$$

S průtokem tekutiny drsnými trubicemi prováděl pokusy Nikuradse. Dle Grafu 13 se v turbulentní oblasti křivky charakterizující stupně zdrsnění přimykají k Blasiově přímce, udávající průběh λ při hydraulicky hladkém povrchu potrubí. Probíhají v určitém rozmezí Re čísel po této přímce (čím méně drsný povrch, tím déle se s ní ztotožňují) a pak přecházejí plynule v soustavu čar rovnoběžných s vodorovnou osou. V této oblasti tedy λ závisí na R/k , nikoliv na Re čísle. Z tohoto důvodu se oblast vpravo od čárkované čáry nazývá automodelní. Pokud známe poměr D/k a Re , můžeme λ určit z Grafu 15.



Graf 13 Diagram – Nikuradse [6]

- Pokud budeme chtít určit druh stěny potrubí dle relativní drsnosti ε , platí empiricky ověřené vztahy:

$$\text{HHP: } \varepsilon = \frac{k}{D} \geq \frac{30}{Re^{0,875}} \geq \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,14 - 2 \log e \quad (78)$$

$$\text{HPD: } \varepsilon = \frac{k}{D} \leq \frac{30}{Re^{0,875}} \geq \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log (Re \sqrt{\lambda}) - 0,8 \quad (79)$$

➤ Mezní Reynoldsovo číslo Re_M [-]

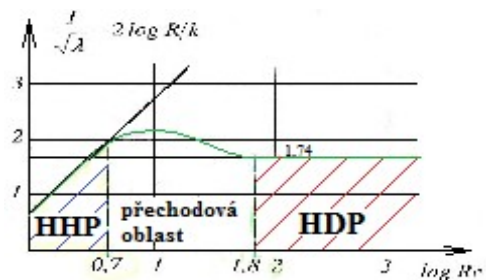
- na hranici mezi přechodovou a plně turbulentní oblastí: $Re_M = 445 \cdot \frac{D}{k}$ (80); v této přechodové oblasti, kdy $Re_k < Re < Re_M$, je součinitel tření $\lambda = fce(k, D, Re)$

➤ Prandtlůva funkce drsnosti

Prandtl a Kármán dokázali, že veškerá rozvětvená Nikuradseho měření odporu hladkých i drsných potrubí (Graf 14) lze vyjádřit jedinou rovnicí ve tvaru $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} - 2 \log \frac{R}{k} = f(\log Re')$ (81),

$$Re' = \frac{kw'}{v} \quad (82) \text{ je Reynoldsovo číslo drsnosti, } w' \dots \text{ třecí rychlost; } w' = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} = w_s \sqrt{\frac{\lambda}{8}} \quad (83)$$

- zřetelně rozlišuje hydraulicky hladké a drsné potrubí; rozpadá se na dvě přímky a přechodovou křivku



Graf 14 Prandtlůva funkce drsnosti [6]

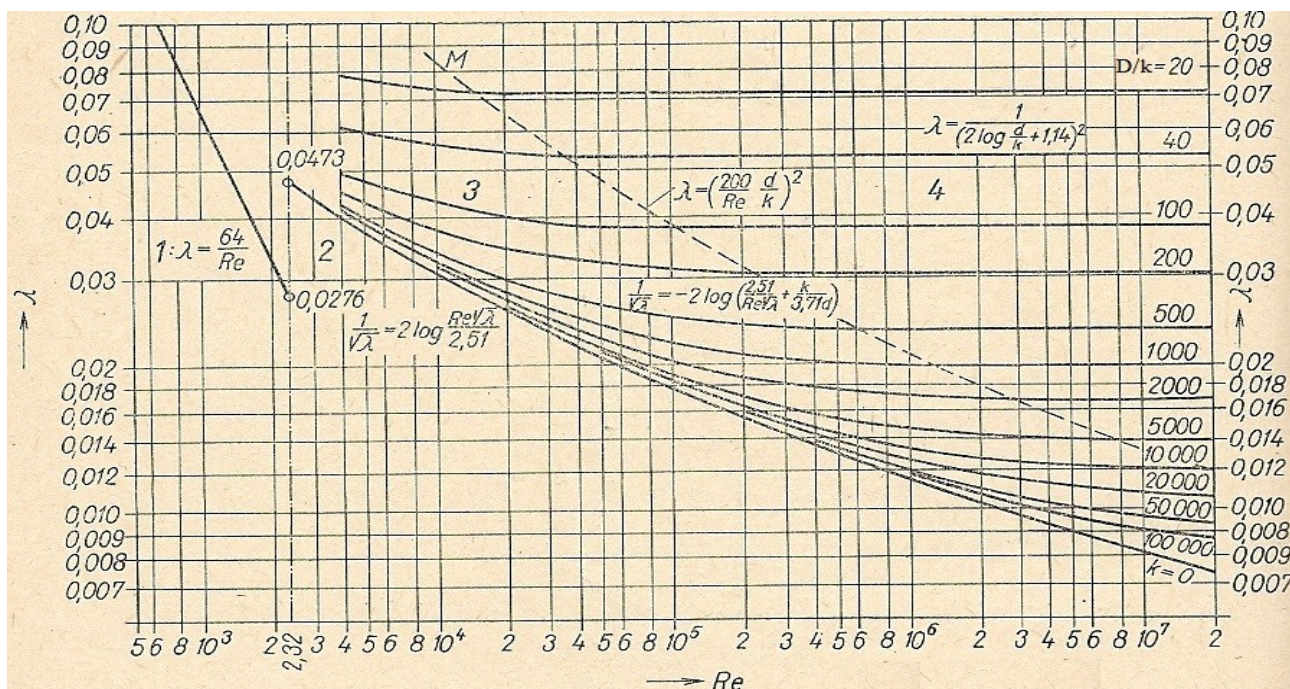
- hydraulicky hladké potrubí (šikmá přímka) má rovnici: $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} - 2 \log \frac{R}{k} = 0,8 + 2 \log Re'$ (84), která platí do $\log Re' < 0,7$
- hydraulicky drsné trubky (vodorovná přímka): $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} - 2 \log \frac{R}{k} = 1,74$ (85) a přísluší jí pásmo $\log Re' > 1,8$
- v rozmezí $\log Re' = 0,7$ až $1,8$ je přechodová oblast, v níž výška laminární podvrstvy je přibližně stejně veliká jako výška zdrsnění

➤ Numerické řešení v praxi

Pro řešení některých vztahů, zvláště rovnice Colebrook-White, která je implicitní, je nutno použít numerickou metodu (např. metodu půlení intervalu, metodu prosté iterace nebo Newtonovu iterační metodu), aby se převedla na explicitní tvar. To provedl Ing. Šerek a rovnice nabyla nové podoby: $\lambda = \left[\left(2 \log \frac{k}{D} - 1,13874 \right)^{-8} + \frac{0,01}{Re} \right]^{0,25}$ (86). Ing. Šerek tento vztah využívá k výpočtu λ u HDP. Pro určení λ se využívá i Grafu 10.

➤ Kvadratická oblast

Vzniká při plně turbulentním proudění, kdy $Re > Re_M$ a tvoří se shluky velkého počtu částic. V důsledku větší hmotnosti je účinek třecích sil podstatně větší. Neuplatňuje se zde mezní vrstva δ_p a také opadá závislost součinitele tření λ na Re ; závisí pouze na absolutní drsnosti k a na průměru potrubí D .



Graf 15 Diagram závislosti součinitele tření λ v trubkách kruh.průřezu na Re a na poměru D/k [12]

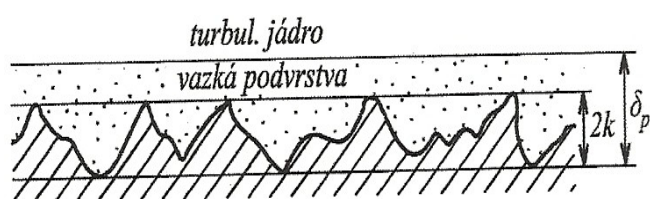
6.4.1 Vazká podvrstva, určení druhu stěny potrubí

Drsnost vnitřního povrchu potrubí má zásadní vliv na tlakovou ztrátu. U laminárního proudění nemá drsnost stěny vliv na tlakovou ztrátu; u turbulentního proudění drsnost povrchu někdy vliv má a někdy nemá. Záleží to na vzájemném poměru střední výšky zdrsnění stěny k a tloušťky vazké podvrstvy δ_p . Vazká či laminární podvrstva o tloušťce δ_p je velmi tenká vrstva tekutiny, která existuje vždy u turbulentního proudění v těsném sousedství se stěnou.

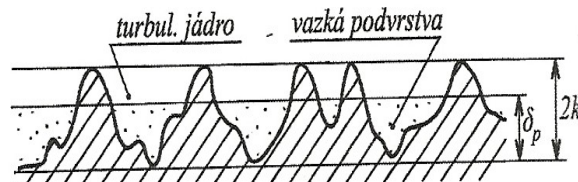
Pokud se zdrsnění nevynořuje z vazké podvrstvy do turbulentního proudu, pak drsnost stěny nemá vliv na turbulentní odpor a ztrátu, a stěnu označujeme jako HHP (Obr.27). Zvětší-li se turbulentní odpor, stěnu charakterizujeme jako HDP (Obr.28). Vzorec výpočtu pro laminární podvrstvu vychází z turbulentního mocninového zákona (kdy se nahrazuje chyba derivace dw/dy , která je u laminární vrstvy konstantní; konstantní je i smykové napětí):

$$\delta_p = \left(0,3164 \frac{\beta}{16}\right)^{\frac{n}{1-n}} \cdot \frac{R}{Re^{-3/4} \frac{n}{1-n}} \quad (87), \text{ kde } n \text{ je přirozené číslo; } \beta \text{ je poměr střední a maximální rychlosti (tabulkové hodnoty).}$$

rychlosti (tabulkové hodnoty).



Obr.27 Hydraulicky hladká stěna $\delta_p > 2k$ [6]

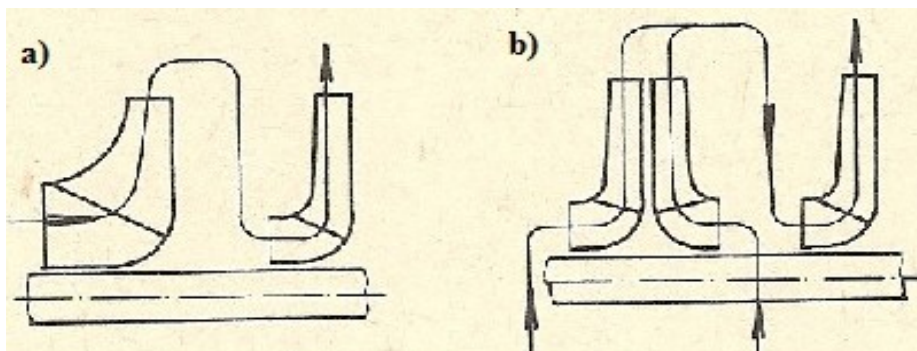


Obr.28 Hydraulicky drsná stěna $\delta_p < 2k$ [6]

7 Limitující podmínky pro projektování potrubí napájecí stanice vlivem kavitace [1], [13], [20], [21], [22]

Z experimentů se ukázalo, že na kavitační vlastnosti má vliv:

- **Optimální vstupní úhel lopatky oběžného kola (OK)** β_1 - určuje se z tabulek
- **Optimální vstupní průměr OK**
- **Vhodný průměr potrubí** – má vliv na tlakové ztráty
- **Vhodná délka a umístění sacího traktu:** Ztráty v sacím potrubí zmenšují geodetickou sací výšku - proto musí být délka sacího potrubí co nejmenší, a místní ztráty se musí snížit na nejmenší možnou hodnotu. Na ztráty v sacím potrubí, a tím na sací schopnost čerpadla, má vliv umístění sacího potrubí v sací nádrži či jínce.
- **Vstupní průřez:** Zmenšením vstupního průřezu se zvětší kavitační součinitel a kavitační vlastnosti čerpadla se zhorší. Rozšířením vstupního kanálu nebo dvojitým vstupem (Obr.29) se zvětšuje průřez, a proto kavitační součinitel je nižší a kavitační vlastnosti čerpadla jsou lepší. Zmenšením rychlostí ve vstupním hrdle OK se může zmenšit kavitační deprese až o 40%.



Obr.29 a) oběžné kolo s rozšířeným vstupem; b) oběžné kolo s dvojitým vstupem [16]

- **Vhodná volba regulačních ventilů** – úlohu hraje volba materiálu; houževnatý materiál (např. stelit) může podstatně zpomalit poškození, ale nakonec kavitaci také podlehne
- **Vhodná volba síta/filtru**
- **Vliv teploty čerpané kapaliny na sací schopnost čerpadla**
- **Vhodná volba kavitačního součinitele a optimálních kavitačních čísel**
- **Změna otáček** – zlepšení kavitačních vlastností se dosáhne zvýšením otáček
- **Počet lopatek:** Určení počtu lopatek pro čerpadla je nelehkým úkolem. Malý počet lopatek se volí u kondenzátních a napájecích čerpadel. Např. při malém počtu lopatek se za provozu čerpadla vyskytuje šum, hluk a vibrace, kterým se snažíme vyhnout. Optimální počet lopatek oběžných kol (OK) čerpadel s nízkými specifickými otáčkami se udává v rozmezí

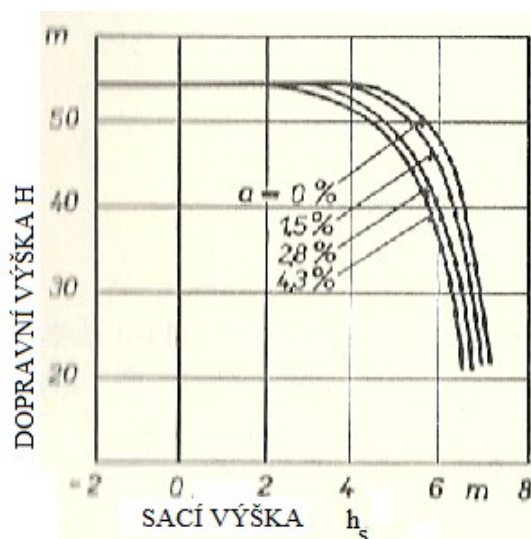
$z=6$ až 8 . Uplatňují se též OK se zkrácenými lopatkami, z nichž každá druhá lopatka je zkrácena až o polovinu. Změnou počtu lopatek se mění tlakový rozdíl na obou stranách lopatky. Podle experimentálních výsledků má zatížení lopatky vliv na skutečnou dopravní výšku čerpadla a jeho kavitační vlastnosti. Průtočné průřezy před OK se doporučují konstantní. Při změnách průřezů, např. zúžení, se mění rychlostní profil před OK, což ovlivňuje sací schopnost čerpadla.

- **tvár lopatky oběžných kol** – kvalita opracování jejich povrchu a tloušťka (zmenšením tloušťky lopatky se zlepšují kavitační vlastnosti čerpadla)
- **průtok čerpadla**: S klesajícím průtokem čerpadla se kavitační výška zmenšuje (při $n=konst$). Lepší kavitační vlastnosti čerpadla se dosahují, když se volí čerpadlo na větší průtok, než je požadovaný průtok, a to přibližně o 20 až 40%. Tohoto poznatku se využívá též u vícestupňových čerpadel, kde OK prvního stupně se konstruuje na větší průtok, než je požadovaný průtok, na který jsou dimenzovány další stupně.

7.1 Ochrana proti kavitaci a zlepšení sací schopnosti odstředivých čerpadel

Provoz čerpadla má rovněž vliv na sací schopnost. Při průtocích menších než 50 až 60% jmenovitého průtoku dochází k víření kapaliny na vstupu do čerpadla. Vstupní rychlosti se doporučují pro průměry do 250 mm v rozmezí $c_0=1$ až $1,2$ m/s; při větších průměrech než 250 mm se volí rychlosti $c_0=1,2$ až $1,6$ m/s. Rychlost v sacím potrubí bývá zpravidla menší než uvedená vstupní rychlost do OK: $v_s=(0,7 \text{ až } 0,85)c_0$ (88). Větší rychlost v potrubí se volí u pomalejších čerpadel.

Šum a vibrace, které doprovázejí kavitaci v čerpadle, se mohou téměř odstranit vpouštěním vzduchu do sacího potrubí čerpadla, pokud to nevádí požadavkům provozu, do kterého se dopravuje kapalina. Při vpouštění vzduchu se však zmenší průtok čerpadla. Podle zkoušek je při vpouštění vzduchu asi 2% objemových snížení průtoku 10%. Při 4% vzduchu se sníží průtok až o 45%. Vliv obsahu vzduchu na sací výšku čerpadla je patrný z Grafu 16. Uvolněním vzduchu rozpuštěného v kapalině se změny též charakteristiky čerpadla. Sací výška se rovněž mění se změnou obrátek.



Graf 16 Vliv obsahu vzduchu na sací výšku čerpadla [4]

7.2 Prostředky k zaručení dostatečné rezervy Δp_{rez}

Pokud rezerva Δp_{rez} v nátokové výšce v některém bodu sacího traktu je příliš malá nebo dokonce záporná, je nutné ověřit skutečný průběh tlaků ve zvoleném místě výpočtem. Pokud se výpočtem prokáže, že v některém místě sacího traktu není ani při dodržení všech doporučení výše uvedených dostatečná rezerva Δp_{rez} v nátokové výšce, je možné situace zlepšit následujícími způsoby:

- a) zvětšit nátokovou výšku
- b) zvětšit NN
- c) zkrátit vodorovné části potrubí
- d) použít síto s menším vodním obsahem
- e) provozními předpisy zmenšit přístupnou maximální tlakovou ztrátu síta či filtru (to znamená ale častější čištění síta)
- f) vhodně vyřešit činnost redukčních stanic: Zásokové vytápění odplyňovače a posledního NTO bývá zpravidla zajištěno z redukční stanice, která začíná dodávat páru, když teplota v odplyňovači klesne na minimální přípustnou teplotu. To je ale vhodné při běžném provozu bloku. Při výpadku ze zatížení by ale bylo vhodnější, kdyby redukční stanice začala dodávat páru okamžitě. Tlak páry, dodávané redukční stanicí, by byl bezprostředně po výpadku nedostatečný k vytápění odplyňovače, určitě by ale stačil k vytápění posledního NTO; pokles teploty a tlaku v NN by byl pomalejší, což je pro zamezení vzniku kavitace příznivé. Podmínkou pro použitelnost tohoto řešení je, aby otevření redukční stanice mělo vliv na teplotu v NN dříve, než v sacím traktu nastane nejnepříznivější situace. Nejnepříznivější okamžik ale nastane ve skutečnosti značně později, než je čas t_{KR} .
- g) před napájecí čerpadlo zařadit podávačku: Napáječky jsou rychloběžné, proto mívají vysokou minimální kavitační rezervu Δh . To vede k velkým nátokovým výškám. Proto je někdy výhodnější zařadit před napáječku podávací čerpadlo, které vytvoří v sání napáječky dostatečný tlak. Podávací čerpadla jsou pomaloběžná, proto mívají hodnotu minimální kavitační rezervy značně nižší. Proto i nátoková výška může být nižší.

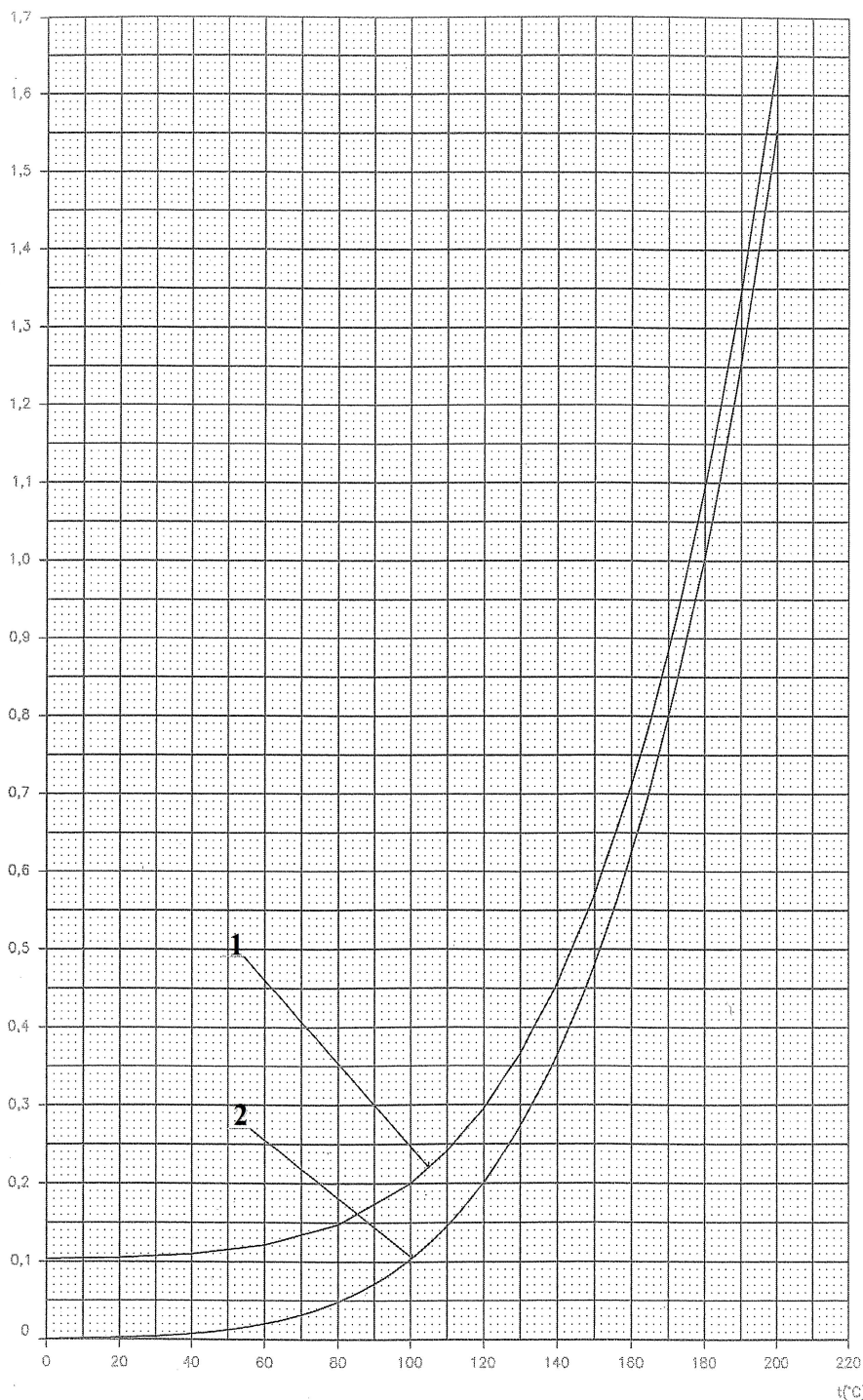
7.2.1 Nastavení ochrany na sání podávacího čerpadla

Na základě naměřené hodnoty teploty napájecí vody v sacím potrubí se odečte z Grafu 17 na křivce 1 hodnota minimálního potřebného tlaku na sání podávacího čerpadla pro příslušnou teplotu. Odečtená hodnota se porovná s naměřeným tlakem napájecí vody v sacím potrubí podávacího čerpadla. Naměřená hodnota tlaku musí být vyšší než hodnota odečtená z grafu. Ochrana bude působit s 2 sekundovým zpožděním. Hodnoty tlaku jsou uvedeny absolutně.

Popis Grafu 17:

- křivka 1.....nastavení ochrany na sání podávacího čerpadla
- křivka 2.....tlak nasycených par
- křivky ochrany odpovídají průtoku $Q=340 \text{ l/s}$ a otáčkám podávacího čerpadla 1490 ot/min

$p(\text{MPa abs})$



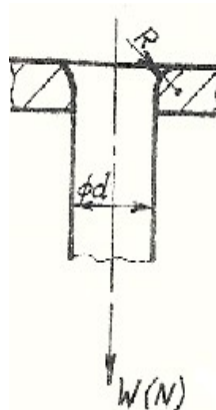
| Teplota napájecí vody °C | Tlak nasycených par MPa | Nastavení ochrany na sání podávacího čerpadla MPa |
|-----------------------------|----------------------------|--|
| 0 | 0,001 | 0,104 |
| 20 | 0,002 | 0,105 |
| 40 | 0,007 | 0,110 |
| 60 | 0,020 | 0,121 |
| 80 | 0,047 | 0,147 |
| 100 | 0,101 | 0,200 |
| 110 | 0,143 | 0,241 |
| 120 | 0,199 | 0,296 |
| 130 | 0,270 | 0,366 |
| 140 | 0,361 | 0,457 |
| 150 | 0,476 | 0,570 |
| 160 | 0,618 | 0,711 |
| 162 | 0,650 | 0,743 |
| 164 | 0,683 | 0,777 |
| 166 | 0,718 | 0,811 |
| 168 | 0,754 | 0,847 |
| 170 | 0,792 | 0,884 |
| 172 | 0,831 | 0,923 |
| 174 | 0,872 | 0,964 |
| 176 | 0,914 | 1,005 |
| 178 | 0,957 | 1,049 |
| 180 | 1,003 | 1,094 |
| 182 | 1,050 | 1,141 |
| 184 | 1,098 | 1,189 |
| 186 | 1,149 | 1,239 |
| 188 | 1,201 | 1,292 |
| 190 | 1,255 | 1,345 |
| 195 | 1,399 | 1,488 |
| 200 | 1,555 | 1,644 |

Graf 17 Ochrana na sání [10]

7.3 Doporučení pro návrh sacího potrubí

Aby ztrátové časy při projektování sacího potrubí byly co nejkratší, je nutné už při prvním návrhu potrubí dodržovat následující zásady:

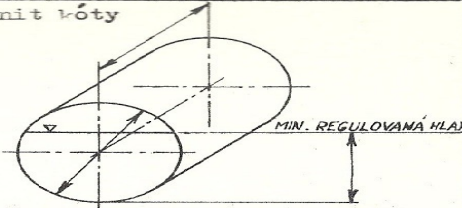
- 1) Výtok z NN musí být hydraulicky dobře provedený – nejvhodnější je tvar na Obr.30 s dostatečně velkým poloměrem zaoblení vstupní hrany. Je to důležité zvláště proto, že v místě vtoku je malý hydrostatický tlak, daný jen výškou hladiny v NN. V mnoha případech bývá výtok z nádrže nejkritičtějším místem celé sací trasy.



Obr.30 Výtokový otvor z NN [9]

- 2) Armatury umístit pokud možno v dolní části potrubí. V každé armatuře dochází k místní tlakové ztrátě; proto je lepší, když k ní dojde v oblasti vyššího hydrostatického tlaku, protože nebezpečí vzniku kavitace je tam menší.
- 3) Přednostně používat kolena s radiusem $R=4D$ (D je vnitřní průměr potrubí), protože u nich je menší tlaková ztráta. Obecně platí: čím vyšší D , tím menší tlakové ztráty; ale potrubí se nesmí předimenzovat.
- 4) Při prvním návrhu sací trasy volit vnitřní průměr tak, aby rychlost vody byla přibližně 2 m/s . Skutečný průměr bude určen výpočtem tak, aby rezerva Δp_{rez} byla v nátokové výšce co největší.
- 5) Je lepší použít šikmé části potrubí než vodorovné. Pokud je z dispozičního nebo pevnostního hlediska nezbytné vodorovnou část použít, měla by být umístěna v dolní části potrubí. Při průtoku vody vodorovnou částí potrubí postupně narůstá tlaková ztráta a klesá tlak v NN. Přitom ale nedochází ke zvýšení hydrostatického tlaku, takže výsledný tlak p_v klesá. Je lepší, když k tomuto poklesu tlaku dojde v oblasti vyššího hydrostatického tlaku, neboť nebezpečí kavitace je tam menší.

- 6) Navrženou sací trasu je nutné kontrolovat i pevnostně. Pro každé čerpadlo jsou dovoleny jen určité síly a momenty, které mohou na hrdla čerpadla působit. Aby nedošlo k jejich překročení, jsou v potrubí nezbytně dostatečně dlouhé vodorovné úseky. Ty ale potrubí hydraulicky zhoršují. Je tedy nutné najít kompromis, a proto každá, z hlediska kavitace vhodná varianta, by měla být před definitivní volbou trasy zkontrolována i pevnostně.
- 7) Pro výpočtovou kontrolu kavitace u napáječky je nezbytně nutné znát následující přehled údajů, které se zapisují do originálního formuláře, viz Obr.31:
- Způsob napájení kotle (v našem případě 3x50%)
 - Způsob odplynění – výpočet je proveden pro NN s odplynovákem při klouzavém tlaku (při tomto uspořádání jsou při částečném zatížení turbíny termodynamické ztráty menší než při provozu s konstantním tlakem)
 - Tepelná schémata maximálního zatížení
 - Informace o napáječkách – typ použitého čerpadla a jeho jmenovité množství, pro které bylo objednáno + charakteristiky čerpadla+napájecí diagram kotle s vymezením pracovní oblasti čerpadla (pokud je k dispozici)
 - Jmenovité množství, na které jsou navrženy kondenzátky 2.stupně
 - Velikost použité NN, průměr, délka, výška minimální regulované hladiny nad dnem NN
 - 2 kopie axonometrického výkresu sacího potrubí od NN až po osu napáječky s okótováním vzhledem k osám x, y, z
 - Z výkresu musí být zřejmý: vnitřní průměr potrubí; poloha kolen, přechodových kusů, armatur, síta; radiusy kolen; ztrátové součinitele armatur pro výpočet tlakových ztrát, pokud jsou výrobcem udány
 - Informace o použitém sítu/filtru – typ síta/filtru, vodní objem síta, odpor v závislosti na průtoku, max.odpor, při kterém je nutno síto vyčistit (z provozních předpisů)
 - Zakázkové číslo

| POŽADOVANÝ ÚDAJ | | | POZNÁMKA | | |
|-----------------|---|--|--------------------|--------------------------|---|
| 1 | Název zakázky | | - | | |
| 2* | Zakázkové číslo | | - | | |
| 3* | Způsob napájení kotle | 3 x 50 % | 2 x 100 % | 2 | |
| 4* | Způsob odplynění | klouzavé | konstantní | 2 | |
| 5 | Tepelné schéma zatížení, kdy se klouzavé odplynění mění na konstantní (jen v případě klouzavého odplynění) | přiložený výkres č. | | - | |
| 6* | Tepelné schéma maximálního zatížení | přiložený výkres č. | | - | |
| 7 | Typ použitého čerpadla | | | - | |
| 8* | Jmenovité množství, na které bylo čerpadlo objednáno (t/h) | | | - | |
| 9* | Závislost minimální kavitační rezervy (MPa) čerpadla na dodávaném množství (t/h) | přiložený výkres č. | | - | |
| 10* | Kam je zaváděna voda z HD kotouče | do sání čerpadla | do napájecí nádrže | není z čerpadla odváděna | 2 |
| 11* | Průběh množství vody z HD kotouče (t/h) a oteplení vody v HD kotouči (°C) v závislosti na dodávaném množství (t/h) (jen v případě, že je voda z HD kotouče zaváděna do sání čerpadla) | přiložený výkres č. | | | - |
| 12 | Napájecí diagram kotle s vymezením pracovní oblasti čerpadla | přiložený výkres č. | | | - |
| 13* | Počet současně pracujících kondensátů 2 | | | | - |
| 14* | Jmenovité množství, na které je navržena každá z kondensátů 2 (t/h) | | | | - |
| 15* | Velikost napájecí nádrže | doplnit kóty | | | - |
| | |  | | | |
| 16* | Axonometrický výkres sacího potrubí včetně osy napájecí nádrže a osy čerpadla | přiložený výkres č. (2kópie) | | | 3 |
| 17 | Maximální odpor síta (MPa), při kterém je provozní předpis nařizován jeho vyčištění | | | | - |
| 18 | Vodní obsah síta (m ³) | | | | - |

Poznámky :

- Údaje označené * jsou pro výpočet nezbytně nutné. Bez nich nemůže být výpočet proveden.
- Škrtněte, co se nehodí.
- Z výkresu musí být zřejmé :
 - polohy kolen, přechodových kusů, armatur, síta, ...
 - radii kolen
 - vnitřní průměry potrubí
 - místo, do kterého je zaváděna voda z HD kotouče (pokud je zaváděna do sacího traktu
 - ztrátové součinitele armatur platné pro výpočet místních tlakových ztrát (pokud jsou výrobcem udány)

Obr.31 Originální formulář pro kontrolu kavitace v sacím traktu napáječky [9]

8 Kontrola kavitace v sacím potrubí napájecí stanice ELE Ledvice

8.1 Oplatková teorie a zjednodušující předpoklady

K posouzení možnosti vzniku kavitace v sacím traktu napájecích čerpadel se běžně používá teorie Dr. Oplatky [9], [13]. Jeho teorie dává uspokojivé výsledky, přestože pracuje s některými zjednodušujícími předpoklady. V praxi se však někdy vyskytují případy, že není možné zajistit dostatečnou rezervu v nátokové výšce vůči výpočtovým hodnotám a kde je pak nutné znát důsledky, ke kterým tyto zjednodušující předpoklady vedou.

Při výpočtu vycházím také z poznatků Dr. Oplatky, který při posuzování možnosti vzniku kavitace uvedl následující zjednodušující předpoklady proti skutečnosti:

1.předpoklad:

- Množství napájecí vody přitékající i odtékající z NN je konstantní; tj. je to množství, které v okamžiku výpadku turbíny ze zatížení dodává napáječka do kotle.

Skutečnost: Množství napájecí vody se bude s časem měřeným od výpadku turbosoustrojí ze zatížení měnit. Pokud v okamžiku výpadku dodávala napáječka max. možné množství, může množství napájecí vody s časem jediné klesat (průběh poklesu by měl určit výrobce).

2.předpoklad:

- Množství hlavního kondenzátu přitékajícího po výpadku ze zatížení do NN je konstantní; je tedy stejné jako celkové množství napájecí vody dodávané do kotle všemi současně pracujícími napáječkami. Hladina vody v NN se za tohoto předpokladu nemění.

Skutečnost: Množství hlavního kondenzátu dodávaného kondenzátkami do NN je závislé na způsobu regulace kondenzátek a na hladině vody v NN. Pouze při poklesu hladiny vody v NN čerpají kondenzátky do NN maximální množství hlavního kondenzátu, a to bývá menší než je maximum, které mohou dodávat napáječky => to má za následek, že množství vody obsažené v NN se s časem mění, a mění se tedy i hladina vody v NN.

3.předpoklad:

- Teplota hlavního kondenzátu T_k , která přitéká po výpadku do NN, je konstantní. Už v okamžiku výpadku má teplotu, která byla bezprostředně před výpadkem ve sběrači kondenzátu.

Skutečnost: Tímto předpokladem je úplně zanedbána akumulace tepla v potrubí hlavního kondenzátu a v regeneračních ohřívácích (její hodnota v konstrukčním materiálu potrubí a ohříváku je opravdu velmi malá, proto se může zanedbat). Větší vliv ale bude mít teplo akumulované v hlavním kondenzátu, který je v okamžiku výpadku obsažen v regeneračních ohřívácích a ve spojovacím potrubí. Ve skutečnosti nebude tedy teplota hlavního kondenzátu, který přitéká po výpadku do NN, konstantní, ale bude postupně klesat z teploty, která byla v okamžiku výpadku za posledním NTO až na teplotu, která byla v okamžiku výpadku ve sběrači kondenzátu.

8.2 Postup k výpočtové kontrole vzniku kavitace v sacím potrubí

Při výpadku turbíny, jako nejnebezpečnějšímu provoznímu případu, musíme zabránit vzniku kavitace (tj. odpáření) v sacím potrubí. Aby bylo možné s jistotou tvrdit, že v navrženém sacím traktu napájecího soustrojí nedojde ke vzniku kavitace, je nutné zkontrolovat sací trakt následujícím způsobem:

- Pro přehlednost počítání je sací trakt rozdělen na několik dělicích bodů N (max.20), ve kterých sledujeme změnu parametrů. Pro každý bod se výpočet provádí zvlášť, což nám omezí chybné počítání s eventuálně počáteční chybou (prvním bodem je výtok z NN, posledním bodem je osa kontrolovaného čerpadla).
- V místě sacího potrubí, ve kterém je nějaký místní odpor (např. výtok z nádrže, ohyb, armatura, přechodový kus atd.), musí být zadáno jako jeden dílčí bod potrubí.
- Síto/filtr umístěné v sacím potrubí je nutno zadávat dvěma po sobě jdoucími body (počáteční a koncový bod síta/filtru), s nulovou délkou potrubí mezi nimi. U počátečního bodu síta/filtru se zadává obsah vody, tlakové ztráty síta/filtru se zadávají u koncového bodu; (pokud zadaná tlaková ztráta zaneseného síta/filtru je největší přípustnou tlakovou ztrátou, při jejím dosažení je nutné síto vyčistit, jak stanovují provozní předpisy).
- Přitom je ale nutné vzít v úvahu, že napáječka může při doplňování hladiny v bubnu dodávat i větší množství, než odpovídá množství uvedenému v tepelném schématu. Maximální množství, které může napáječka dodávat, je možné určit z napájecího diagramu kotle a pokud není napájecí diagram kotle k dispozici, je možné předpokládat, že $\dot{m}_{MAX} = (1,15 \text{ až } 1,20) \cdot \dot{m}_{JMEN}$ (89).
- Určíme hodnoty tlaků pro všechny zvolené body. Pokud ve zvoleném místě vyjde skutečný tlak p_v menší, než je minimálně potřebný tlak $p_{vdov.}$, dochází zde ke kavitaci - toto místo označíme jako kritické místo sací trasy při výpadku z plného zatížení.
- Výpočet provádíme pomocí programu Microsoft Office Excell.
- Pro výpočtovou kontrolu kavitace je použito několika zjednodušujících předpokladů a teorií, viz 7.3.

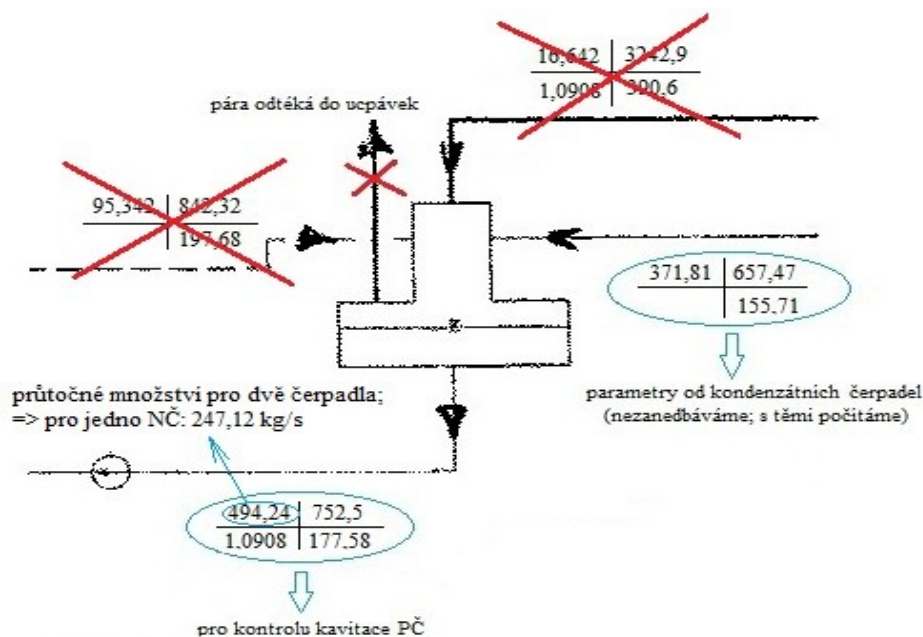
Na základě předaných podkladů od objednavatele Škoda Praha Invest (nejdůležitější byla hodnota tlaku na sacím hrdle při daném průtoku) navrhla firma Sigma Lutín taková čerpadla, která jednak splňovala požadavky týkající se výkonu (průtok, tlak na výtlaku), a dále se muselo zajistit, aby udaný tlak na sání byl pro podávací čerpadlo dostatečný (čerpadlo za provozu nesmí kavitovat).

Při kontrolním výpočtu možnosti vzniku kavitace v napájecích čerpadlech není možné napájecí stanici řešit vytrženou z cyklu bloku bez návaznosti na ostatní zařízení elektrárny. Při výpočtu vycházím jak ze zadaných parametrů ze základního obecného schématu ELE Ledvice (Obr.32), tak i dle zadaných parametrů diplomové práce (průtočné množství, teplota napájecí vody a entalpie). Dále využívám znalostí a poznatků o napájecí stanici dle dokumentace Škody Power [20]. Přiložený axonometrický výkres sacího potrubí znázorňuje potrubní trasy tří elektronapáječek od NN až po osu napáječek s okótováním.

Z bilančního schématu ELE Ledvice na Obr.32 je zřejmé s jakými veličinami počítáme při vyšetřování přechodového děje. Do nádoby odplyňováku přichází kondenzát, jehož hmotnostní průtok označíme $Q_{KON}=371,81 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ o entalpii $i_K=657,47 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ odpovídající entalpii kondenzátu v kondenzátoru. Pára z odběru turbíny, která slouží k ohřevu a odplynění kondenzátu, přestává v okamžiku poklesu výkonu turbíny (což je námi vyšetřovaný děj) od odplyňováku proudit v důsledku uzavření zpětného ventilu v odběrovém potrubí. Dopustíme se jistého zjednodušení v tom, že předpokládáme entalpii kondenzátoru vstupujícího do odplyňováku rovnou entalpii i_K kondenzátu z kondenzátoru. Zanedbáme to, že do odplyňováku na začátku přechodového děje vstupuje kondenzát ohřátý v nízkotlaciích regeneračních ohřívácích.

Kapacita vodního prostoru nízkotlakých ohříváků a spojovacího potrubí je malá a dopravní zpoždění, se kterým přichází do odplyňováku kondenzát o entalpii i_K , je asi 3-5 sekund, což je vzhledem ke kapacitě vodního prostoru NN (rozumíme tím objem V_{NN} kapaliny uzavřené v nádrži pod hladinou o výši H_{VN}) zanedbatelná veličina. Do vodního prostoru NN tedy přichází kondenzát, jehož termofyzikální parametry odpovídají parametrům v kondenzátoru. Z NN je odváděna napájecí voda o hmotnostním průtoku $\dot{m}=247,12 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ podávacím čerpadlem k napáječce. Entalpie odváděné vody je $i=752,5 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ve vodním objemu V_{NN} . Vzhledem k tomu, že odplynění se dosahuje ohřátím kondenzátu až na teplotu varu odpovídající tlaku panujícímu v nádobě odplyňováku (při této teplotě se z kondenzátu uvolní veškeré nezkondenzující plyny v něm obsažené) je kapalina v objemu V_{NN} ve stavu na mezi sytosti a určující hodnotou pro její popis je pouze jedna termofyzikální veličina, za kterou jsme zvolili tlak. Tedy entalpie i a teplota $T=177,58^\circ\text{C}$ funkcí tlaku p . Pro zjednodušení dalšího postupu výpočtu zanedbáváme i vliv kondenzátu kaskádového z VTO do NN.

Při výpočtu jsme tedy zanedbali parametry při akumulaci tepla i odběru páry pro ucpávky (viz Obr.33); zajímá nás jen přívod kondenzátu kondenzátními čerpadly a výtok z NN, na kterém kontrolujeme vliv kavitace. Napájecí nádrž je kontinuálně topená; tzn. je v ní ustálený stav (přitéká studená voda a pára). Když napájecí voda z NN prochází („běží“) potrubím pomalu, může se odpařovat po cestě. Když zase na druhé straně protéká moc rychle, vznikají velké tlakové ztráty. Sytý kondenzát může po cestě začít kavitovat a pokud projde do regulačních ventilů, vyvolá velký hluk a potrubí může začít „skákat“. Řešením těchto problémů je navržení optimálního průměru potrubí, aby voda proudila v souladu s oběma tvrzeními.



Obr.33 Detail napájecí nádrže s parametry [10]

V průběhu odvodu sytého kondenzátu z NN je ustálený stav v NN; tj. pořád stejná výchozí teplota T_0 , která se nemění po celou dobu průtoku kondenzátu potrubím (což je zaručeno díky regulaci klouzavým tlakem), zato se mění tlak. Nad hladinou v NN je tlak na mezi sytosti, který závisí na teplotě vody v NN na začátku změny T_0 .

Zadané parametry

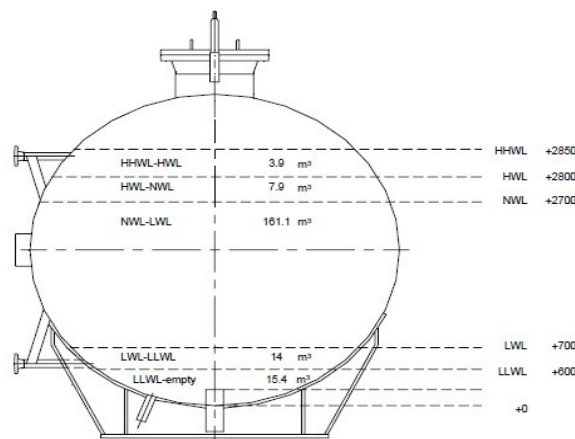
| | |
|-----------------------------|--------------------------------------|
| Průtočné množství \dot{m} | $\dot{m} = 247,12 \text{ kg.s}^{-1}$ |
| Teplota napájecí vody | $T = 177,58^\circ\text{C}$ |
| Entalpie napájecí vody | $i = 752,5 \text{ kJ.kg}^{-1}$ |
| Měrná hmotnost vody v NN | $\rho = 877,4 \text{ kg.m}^{-3}$ |

Parametry z technické dokumentace Škoda [10]

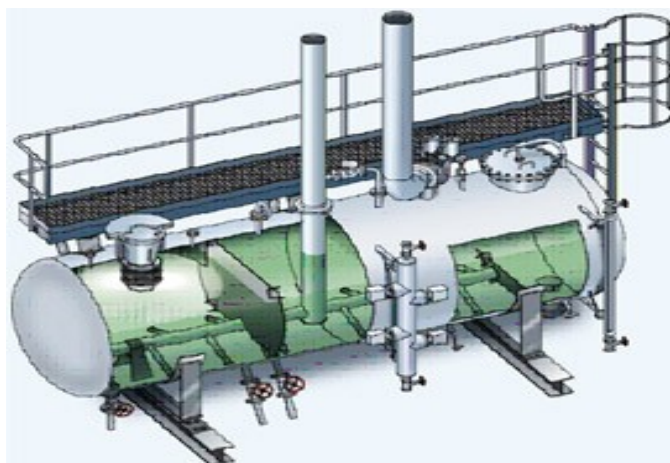
| | |
|---|---|
| Hmotnostní průtok kondenzátu | $Q_{\text{KON}} = 371,81 \text{ kg.s}^{-1}$ |
| Entalpie kondenzátu | $i_{\text{K}} = 657,47 \text{ kJ.kg}^{-1}$ |
| Relativní drsnost potrubí | $k = 0,0001 \text{ m}$ |
| Kinematická vizkozita ν | $\nu = 1,026 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2.\text{s}^{-1}$ |
| Průměry potrubí - 1.návrh | $D_1 = 0,5 \text{ m}; \quad D_2 = 0,4 \text{ m}$ |
| Průměry potrubí - 2.návrh | $D_1 = 0,406 \text{ m}; \quad D_2 = 0,35 \text{ m}$ |
| Dovolená kavitační deprese NPSHR | 5,34 m |
| Nátoková výška (z výkresu) | H [m] |
| Rozvinutá délka sacího potrubí (od výtoku z NN k danému bodu) | L [m] |

Parametry napájecí nádrže (NN), Obr.35

| | |
|--------------------------------|--|
| Průměr napájecí nádrže | $D_{\text{NN}} = 4 \text{ m}$ |
| Výška vodního sloupce v NN | $H_{\text{VN}} = 2,85 \text{ m}$ |
| Délka NN | $L_{\text{NN}} = 22,258 \text{ m}$ |
| Objem v celé NN | $V_{\text{NN}} = \pi R_{\text{NN}}^2 \nu = \pi \cdot 2^2 \cdot 22,258 = 279,7 \text{ m}^3$ |
| Objem do výšky vodního sloupce | $V_{\text{VN}} = 202,3 \text{ m}^3$ (viz Obr.34) |

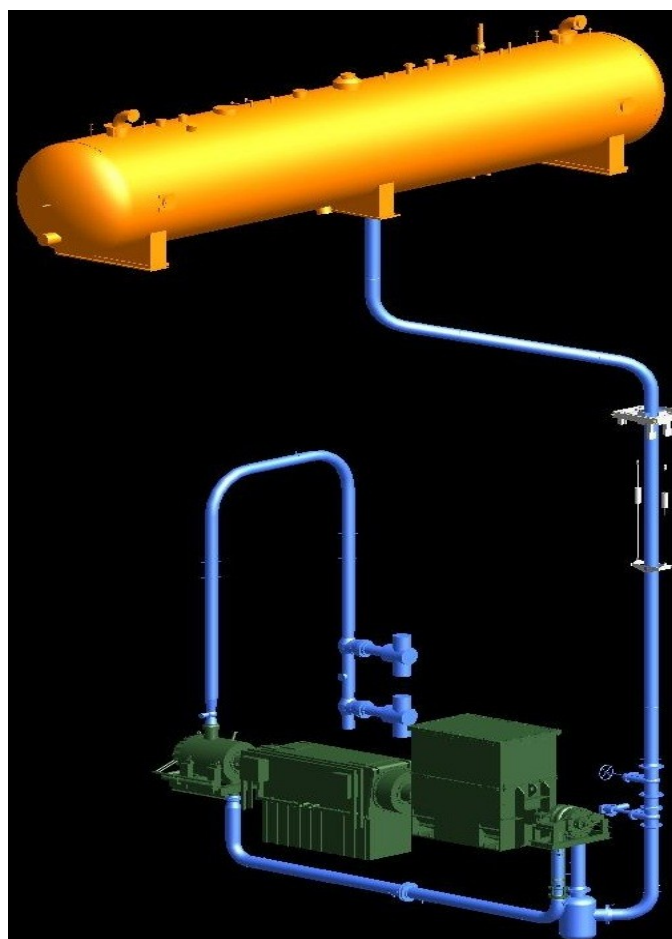


Obr.34 Výška hladiny vody v NN [10]



Obr.35 Napájecí nádrž [15]

Výpočtovou kontrolu sacího traktu ledvických napáječek jsme provedla pro všechny tři potrubní trasy, i když by stačila spočítat varianta jen pro jednu potrubní trasu – a to pro tu nejdelší. Platí pravidlo: pokud ke kavitaci nedojde v té nejdelší potrubní trase, z hlediska naprojektování by mělo platit, že kavitace nenastane v trasách kratších. Vymodelovaná potrubní trasa se nachází na Obr.36.



Obr.36 Model jedné potrubní trasy napájecí stanice

8.3 Výpočtová kontrola sacího traktu

Při stacionárním provozu nenastane ve většině případů nebezpečí kavitaci; nastane však při přechodových stavech, obzvláště při náhlém odstavení turbíny. Nejnebezpečnějším režimem je bezesporu ten, kdy turbína vypadne z plného zatížení na nulový výkon. Náhle se přeruší dodávka páry do turbíny, regenerační ohříváky a odplynovák (při klouzavém odplynění) přestávají být vytápěny, a do odplynováku přitéká hlavní kondenzát studený (voda vstupující do napájecí nádrže je náhle studená – má teplotu kondenzátu), což má za následek pokles tlaku v NN. Obzvláště ohrožená místa jsou: část potrubí bezprostředně navazující na nádrž, místa v sacím potrubí s velkou tlakovou ztrátou a samotná napáječka.

Samozřejmě existují přechodové stavy, například náhlá změna teploty vody v napájecí nádrži při rychlé změně výkonu bloku, což má za následek, že tlak par nad hladinou v napájecí nádrži prudce poklesne, ale v sacím potrubí na sání čerpadla je voda o původní teplotě. Tyto provozní stavy se kontrolují v rámci úvodních studií, kdy se navrhuje výšková poloha napájecí nádrže, její objem a optimální světlost potrubí nejen z hlediska ztrát v potrubí, ale i z hlediska s jakým zpožděním se ochlazená voda při náhlé změně teploty dostane do sání čerpadla. Celý sací trakt si můžete prohlédnout v 3D modelu na Obr.37.

Stanovení kavitační rezervy na sání napájecího soustrojí

Ke kavitaci v kontrolovaném místě nedojde, když v daném okamžiku t bude platit: $\Delta p(t) = p_v(t) - p_{vdov}(t) > 0$. Tato podmínka musí být splněna v každém okamžiku při každém provozním režimu turbosoustrojí. Daným způsobem se zkontroluje celá pracovní oblast čerpadla.

- skutečný tlak p_v v daném místě se vypočte dle vzorce: $p_v = p_n + p_g - \Delta p_z$

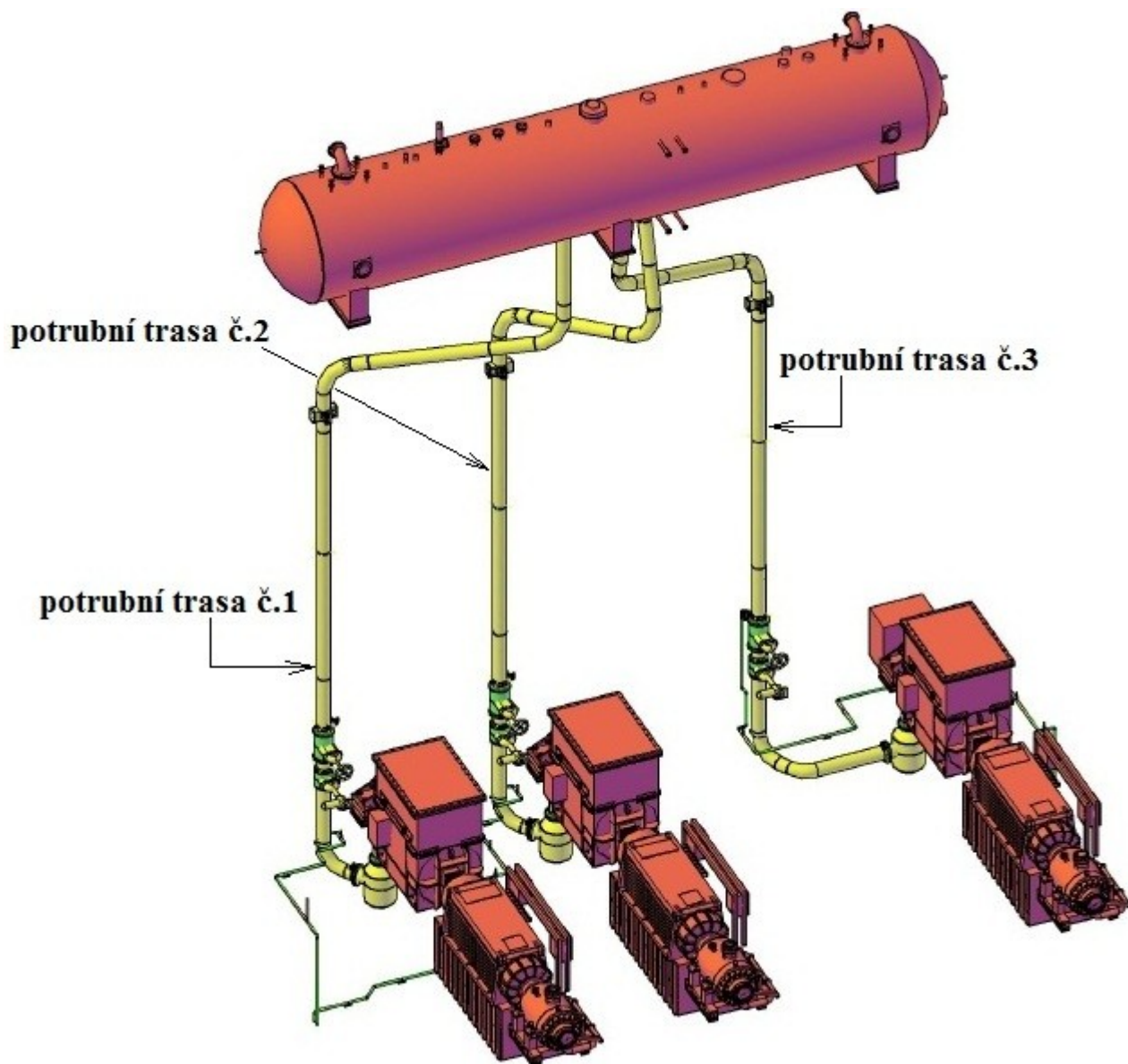
dovolený tlak p_{vdov} : $p_{vdov} = p_s + \rho g \cdot NPSHR - \rho \frac{w^2}{2}$

Výpočtová kontrola kavitace je provedena pro **dvě návrhové varianty** průměru potrubí:

- V prvním návrhu se počítalo s většími návrhovými průměry potrubí sacího traktu: **$D_1=0,5\text{m}$** a **$D_2=0,4\text{ m}$** . Parametry pro tento typ potrubní trasy nevycházely nejlépe, docházelo k velkým tlakovým ztrátám atd.
- Snahou bylo zmenšit průměr potrubí, tzn.najít optimální průměr potrubí, a proto byly projektanty uvažovány průměry: **$D_1=0,4064\text{m}$** a **$D_2=0,35\text{m}$** . V této variantě celá potrubní trasa vycházela podstatně lépe.

Sací trakt v Ledvicích je tedy projektován dle finální verze (tj.2.verze) na průměry sacího potrubí:

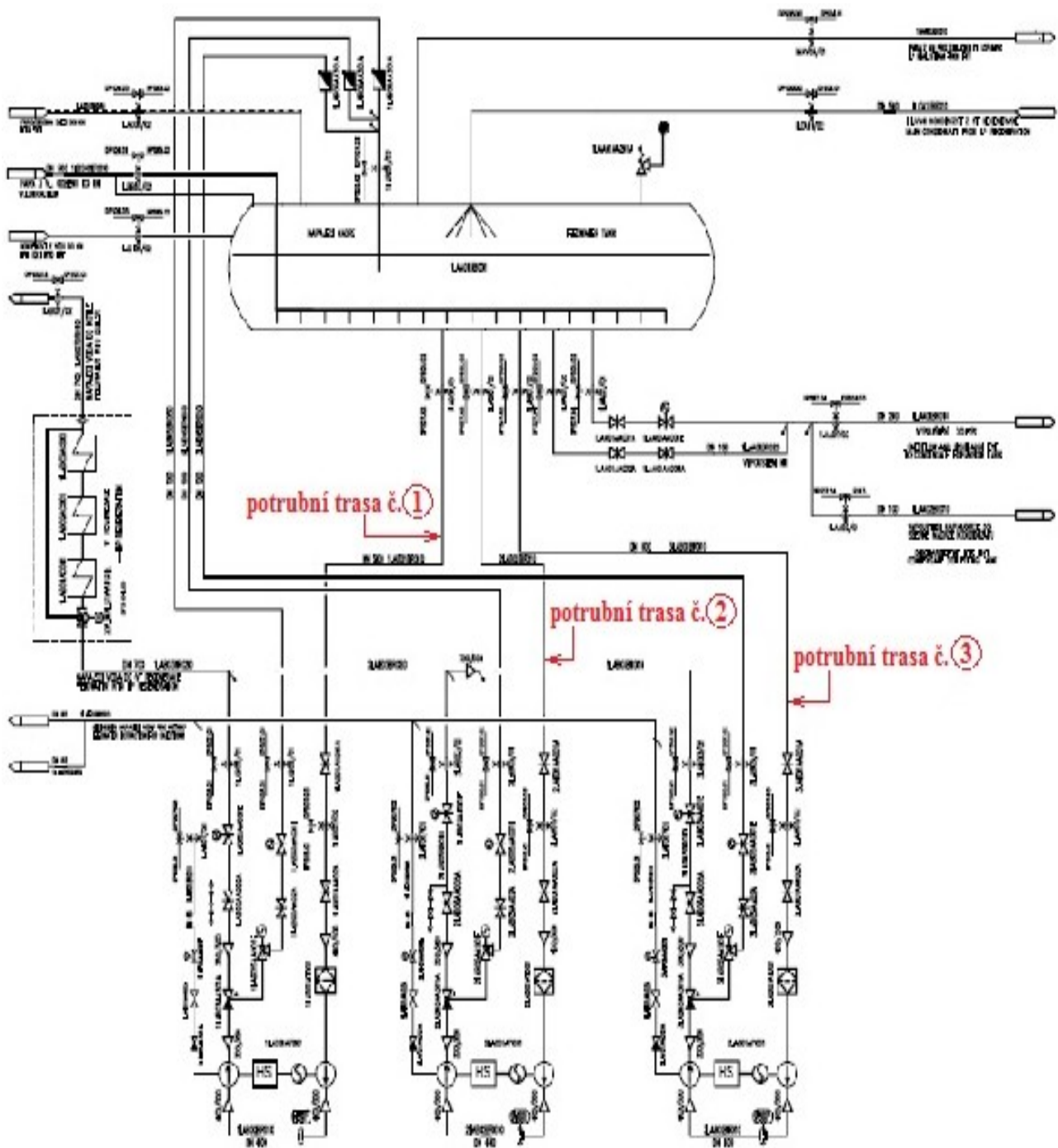
- světlost sacího potrubí první části je DN400 (tzn. trubka 406,4x8,8)
- průměr potrubí v druhé části (kdy se potrubí zúžuje před filtrem): $D_2=0,35\text{m}$



Obr.37 Vymodelovaný sací trakt všech napáječek v elektrárně Ledvice 660MW

8.4 Kontrola kavitace 1.návrhu

V první návrhové variantě, viz Obr.38, se uvažují průměry sacího traktu potrubí: $D_1=0,5m$ a $D_2=0,4m$. Průměry jsou totožné pro všechny 3 potrubní trasy, které se odlišují svojí délkou.



Obr.38 Schéma napájecí stanice pro 1.variantu [10]

1) Výpočet rychlosti proudění:

- rychlost proudění kapaliny v potrubí se stanoví z vnitřního průřezu potrubí a hmotnostního průtoku; tj.z rovnice kontinuity dle: $w_i = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S_i}$.

- v **1.části potrubí**, kde $D_1=0,5m$ platí pro hmotnostní průtok \dot{m} :

$$\dot{m} = w_1 \cdot \rho \cdot S \Rightarrow w_1 = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}} = \frac{247,12}{877,4 \cdot \pi \cdot \frac{0,5^2}{4}} = 1,434 \text{ m.s}^{-1}$$

- pro maximální hmotnostní průtok $\dot{m}_{max} = 1,15 \cdot \dot{m}$ [kg/s], se kterým se počítá, pokud není k dispozici napájecí diagram kotle (což je můj případ), se uvažuje, že maximální množství dodávané jednou napáječkou je o 15% větší, než je jmenovité:

$$\dot{m}_{max} = 1,15 \cdot \dot{m} = 1,15 \cdot 247,12 = \underline{284,188 \text{ kg.s}^{-1}}$$

$$\dot{m} = w_{1max} \cdot \rho \cdot S \Rightarrow w_{1max} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S} = \frac{\dot{m}_{max}}{\rho \cdot \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}} = \frac{284,188}{877,4 \cdot \pi \cdot \frac{0,5^2}{4}} = 1,649598 = \underline{1,65 \text{ m.s}^{-1}}$$

- rychlost v potrubí v **2.části**, kde se průměr zužuje na $D_2=0,4m$:

$$\dot{m} = w_2 \cdot \rho \cdot S \Rightarrow w_2 = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}} = \frac{247,12}{877,4 \cdot \pi \cdot \frac{0,4^2}{4}} = 2,241 \text{ m.s}^{-1}$$

- pro maximální hmotnostní průtok:

$$\dot{m} = w_{2max} \cdot \rho \cdot S \Rightarrow w_{2max} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S} = \frac{\dot{m}_{max}}{\rho \cdot \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}} = \frac{284,188}{877,4 \cdot \pi \cdot \frac{0,4^2}{4}} = 2,577497 = \underline{2,578 \text{ m.s}^{-1}}$$

- **doporučené hodnoty rychlosti proudění** v sacím potrubí pro odstředivá čerpadla jsou dle tabulek v rozmezí $0,5-2 \text{ m.s}^{-1}$; při dalším počítání bereme v úvahu jen maximální rychlosti, tj. rychlost w_{1max} splňuje podmínku, ale rychlost w_{2max} v úseku $L=31,648m$ tuto mez překročila

2) Výpočet Reynoldsova čísla:

- známe rychlosti, určíme Reynoldsovo číslo Re dle vzorce: $Re = \frac{w_i \cdot D_i}{\nu}$ pro $i=1,2$

$$Re_1 = \frac{w_{1max} \cdot D_1}{\nu} = \frac{1,6496 \cdot 0,5}{1,026 \cdot 10^{-6}} = 803\,897,835$$

$$Re_2 = \frac{w_{2max} \cdot D_2}{\nu} = \frac{2,577 \cdot 0,4}{1,026 \cdot 10^{-6}} = 1\,004\,872,294$$

3) Určení, v jakém prostředí se nachází proudění:

- druh stěny potrubí určíme dle relativní drsnosti ε , kdy obecně platí vztah: $\varepsilon = \frac{k}{D_i}$

$\varepsilon = \frac{k}{D_i} \leq \frac{30}{Re^{0,875}} \geq \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log(Re \sqrt{\lambda}) - 0,8 \Rightarrow$ hydraulicky hladká stěna potrubí (HHP) v 1.části potrubí

$\varepsilon = \frac{k}{D_i} \geq \frac{30}{Re^{0,875}} \geq \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,14 - 2 \log e \Rightarrow$ hydraulicky drsná stěna potrubí (HDS) v 2.části potrubí

- pro průměr $D_1 = 0,5m$ platí:

$$\varepsilon = \frac{k}{D_1} \leq \frac{30}{Re^{0,875}} = \frac{0,0001}{0,5} \leq \frac{30}{803897,661^{0,875}} = 0,0002 \leq 0,000204207$$

\Rightarrow hydraulicky hladké potrubí pro průměr D_1

- pro průměr $D_2 = 0,4m$ platí:

$$\varepsilon = \frac{k}{D_2} \leq \frac{30}{Re^{0,875}} = \frac{0,0001}{0,4} \leq \frac{30}{1004872,125^{0,875}} = 0,00025 \geq 0,00016799$$

\Rightarrow zde neplatí rovnost; hydraulicky drsné potrubí pro průměr D_2

4) Určení součinitele tření λ

- pro výpočet λ použijí rovnici, kterou Šerek odvodil z Colebrook-White rovnice a kterou využívá ve svých numerických výpočtech:

$$\lambda = \left[\left(2 \log \frac{k}{D} - 1,13874 \right)^{-8} + \frac{0,01}{Re} \right]^{0,25}$$

- pro průměr D_1 vyšlo HHP, λ by se měla spočítat dle Blasiusova vztahu - ale musíme brát v úvahu, že Re_1 je o trochu (nepoznatelně) vyšší, než je dovolená oblast pro HHP (pro $Re = 2300$ až $8 \cdot 10^4$) - proto použijí univerzální Šerekovu rovnici

$$\lambda_1 = \left[\left(2 \log \frac{k}{D_1} - 1,13874 \right)^{-8} + \frac{0,01}{Re_1} \right]^{0,25} = \left[\left(2 \log \frac{0,0001}{0,5} - 1,13874 \right)^{-8} + \frac{0,01}{803897,835} \right]^{0,25} = 0,0148$$

- pro průměr D_2 vyšlo turbulentní proudění v HDP:

$$\lambda_2 = \left[\left(2 \log \frac{k}{D_2} - 1,13874 \right)^{-8} + \frac{0,01}{Re_2} \right]^{0,25} = \left[\left(2 \log \frac{0,0001}{0,4} - 1,13874 \right)^{-8} + \frac{0,01}{1004872,294} \right]^{0,25} = 0,0151$$

5) Výpočet času

Hodnota rychlostní výšky klesá s druhou mocninou průměru potrubí. Než dojde částice kapaliny od místa nátoky do sledovaného bodu, uplyne určitý čas t . Během této doby dojde k poklesu tlaku nad hladinou p_n v NN.

- pro čas t platí, že závisí na rychlosti proudění v potrubí, a tudíž i na jeho průměru; za předpokladu, že délka až ke sledovanému místu je L (určíme odměřením z výkresu), je možno čas t , který uplyne od doby než částice dospěje do sledovaného místa, vyjádřit

vztahem: $t = \frac{L}{w_{imax}} \text{ [s]}$.

Rychlost klesání je největší na začátku změny, a proto musí být bezpodmínečně zajištěno, aby v prvním okamžiku přírůstek hydrostatického tlaku byl větší než okamžitý pokles tlaku p_n v NN. Tato podmínka je splněna vždy v delším čase, neboť difference tlaku (rozdíl tlaku mezi dvěma body) mezi NN a vstupním hrdlem NČ se bude vyrovnávat.

6) Výpočet tlakových ztrát a určení ztrátových součinitelů

Celková tlaková ztráta v daném bodě se rovná součtu: $\Delta p_z = \Delta p_\lambda + \Delta p_\zeta$, kdy počítáme s: $\lambda_1 = 0,0148$ a $\lambda_2 = 0,0151$, hodnoty ztrátových součinitelů spočteme dle uvedených vzorců uvedených v kapitole 4) „Tlakové ztráty“ či jej najdeme v tabulkách.

- ztráta v kolenu:

uvažujeme $R=4D$: $\zeta = \zeta_o + \zeta_l = \frac{\pi}{2} \lambda_1 \frac{R}{D} + 0,21 \left(\frac{R}{D}\right)^{-1/2}$, kdy pro všechny 3 potrubní trasy

platí: $\zeta = \frac{\pi}{2} 0,0148 \left(\frac{2}{0,5}\right) + 0,21 \left(\frac{2}{0,5}\right)^{-1/2} = 0,198$

- ztrátový součinitel pro zúžení proudu v mém případě, kdy počítám s kruhovým průřezem:

$$\zeta_{\text{zúžení průřezu}} = 0,5 \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2\right] = 0,5 \left[1 - \left(\frac{0,4}{0,5}\right)^2\right] = 0,18$$

- ztrátový součinitel pro šoupátko: $\zeta_{\text{šoupátko}} = 0,4$
- filtr: $\zeta_{\text{filtr}} = 7$
- výtok z NN: $\zeta_{\text{výtok}} = 0,5$

7) Výpočet tlaků

- hydrostatický tlak v daném místě sacího potrubí: $p_g = H \rho g$ [Pa]

- skutečný tlak p_v je v každém kontrolovaném místě sacího traktu dán součtem tlaku p_n v NN zvětšeného o hydrostatický tlak p_g , který se za předpokladu přímého vertikálního potrubí zvětšuje lineárně, a zmenšeného o tlakové ztráty: $p_v = p_n + p_g - \Delta p_z$.

- tlakové ztráty se v každém N -tém bodě vypočtou dle rovnice:

$$\Delta p_z = \Delta p_\lambda + \Delta p_\zeta = \lambda \frac{L}{D} \frac{w^2}{2} \rho + \zeta \frac{w^2}{2} \rho$$

- musí platit: $p_v > p_{vdov}$; kdy $p_{vdov} = p_s + \rho g \cdot NPSHR - \rho \frac{w^2}{2}$

8) Výpočet teploty – dle směšovacího zákona

- při náhlém přivedení studeného kondenzátu do NN (uvažuje se skoková změna), klesá teplota dle směšovacího zákona:

$$T_{HB} = T_K + (T_o - T_K) \cdot e^{-\alpha_o \cdot t_n}, \text{ kde } \alpha_o = \frac{1}{t_n}; \quad t_n = \frac{V_N}{Q_{KON}}$$

8.4.1 Přehled výsledků 1.varianty

Sací trakt se skládá ze tří potrubních tras. Výpočtová kontrola byla provedena pro všechny potrubní trasy, které mají stejnou nátokovou výšku, tj. 24 m. Přehled výsledků 1.varianty je uveden pouze pro potrubní trasu číslo 3, která má nejdelší rozvinutou délku sacího potrubí. Obecně platí pravidlo: pokud kavitace nenastane u nejdelší varianty, tak nenastane ani u těch tras kratších (trasy se od sebe liší jinými úhly v kolenou, odlišnou rozvinutou délkou sacího potrubí L a nátokovou výškou H zvolených bodů a podobně).

Rozvinutá délka jednotlivých potrubích tras:

$$L_1 = 32,929 \text{ m}$$

$$L_2 = 33,395 \text{ m}$$

$$L_3 = 35,047 \text{ m}$$

V mnoha případech bývá výtok z nádrže nejkritičtějším místem celé sací trasy – u této varianty se tvrzení povrdilo, neboť kavitace vzniká ve zvoleném bodě 1, čímž je právě výtok z NN. Pro úpravu této varianty by byla jiná volba výtokového otvoru, který by měl i jiný ztrátový součinitel. Souhrn výsledků si můžete prohlédnout níže. Graf 18 znázorňuje průběhy dovoleného a výsledného tlaku ve zvolených místech.

Tlakové ztráty sacího traktu – potrubní trasa č.3

Charakteristika napájecí nádrže

| | | | |
|-----------|----------|----------------------------|-------|
| D_{NN} | L_{NN} | H_{VN} | |
| průměr NN | délka NN | Výška vodního sloupce v NN | NPSHR |
| [m] | [m] | [m] | 5,34 |
| 4 | 22,258 | 2,85 | |

$$N \quad \dot{m} \quad \dot{m}_{max} = 1,15 \cdot \dot{m}$$

| Body trasy | Hmotnostní průtok | Maximální hmotnostní průtok | Hmotnostní průtok [t/h] |
|------------|-------------------|-----------------------------|-------------------------|
| [-] | [kg/s] | [kg/s] | [t/h] |
| 1 | 247,12 | 284,188 | 889,632 |
| 2 | 247,12 | 284,188 | 889,632 |
| 3 | 247,12 | 284,188 | 889,632 |
| 4 | 247,12 | 284,188 | 889,632 |
| 5 | 247,12 | 284,188 | 889,632 |
| 6 | 247,12 | 284,188 | 889,632 |
| 7 | 247,12 | 284,188 | 889,632 |
| 8 | 247,12 | 284,188 | 889,632 |
| 9 | 247,12 | 284,188 | 889,632 |
| 10 | 247,12 | 284,188 | 889,632 |
| 11 | 247,12 | 284,188 | 889,632 |
| 12 | 247,12 | 284,188 | 889,632 |
| 13 | 247,12 | 284,188 | 889,632 |
| 14 | 247,12 | 284,188 | 889,632 |
| 15 | 247,12 | 284,188 | 889,632 |
| 16 | 247,12 | 284,188 | 889,632 |

| Re | ν | ρ | η | |
|---------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------|--------------|
| Reynoldsovo číslo | Reynoldsovo číslo_max | Kinematická viskozita | Měrná hmotnost | |
| [-] | [-] | [m ² /s] | [kg/m ³] | |
| Dynamická viskozita | | | [Pa.s] | |
| 699041,595727749 | 803897,835086912 | 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 |
| 699041,595727749 | 803897,835086912 | 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 |
| 699041,595727749 | 803897,835086912 | 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 |
| 699041,595727749 | 803897,835086912 | 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 |
| 699041,595727749 | 803897,835086912 | 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 |
| 699041,595727749 | 803897,835086912 | 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 |
| 699041,595727749 | 803897,835086912 | 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 |
| 699041,595727749 | 803897,835086912 | 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 |
| 699041,595727749 | 803897,835086912 | 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 |
| 699041,595727749 | 803897,835086912 | 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 |
| 699041,595727749 | 803897,835086912 | 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 |
| 699041,595727749 | 803897,835086912 | 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 |
| 699041,595727749 | 803897,835086912 | 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 |
| 699041,595727749 | 803897,835086912 | 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 |
| 873801,994659686 | 1004872,29385864 | 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 |
| 873801,994659686 | 1004872,29385864 | 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 |
| 873801,994659686 | 1004872,29385864 | 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 |
| 873801,994659686 | 1004872,29385864 | 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 |

| Maximální hmotnostní průtok [t/h] | Průměr potrubí | Rychlost v potrubí | Maximální rychlost v potrubí |
|-----------------------------------|----------------|--------------------|------------------------------|
| [t/h] | [m] | [m/s] | [m/s] |
| 1023,0768 | 0,5 | 1,4344333544 | 1,6495983576 |
| 1023,0768 | 0,5 | 1,4344333544 | 1,6495983576 |
| 1023,0768 | 0,5 | 1,4344333544 | 1,6495983576 |
| 1023,0768 | 0,5 | 1,4344333544 | 1,6495983576 |
| 1023,0768 | 0,5 | 1,4344333544 | 1,6495983576 |
| 1023,0768 | 0,5 | 1,4344333544 | 1,6495983576 |
| 1023,0768 | 0,5 | 1,4344333544 | 1,6495983576 |
| 1023,0768 | 0,5 | 1,4344333544 | 1,6495983576 |
| 1023,0768 | 0,5 | 1,4344333544 | 1,6495983576 |
| 1023,0768 | 0,5 | 1,4344333544 | 1,6495983576 |
| 1023,0768 | 0,5 | 1,4344333544 | 1,6495983576 |
| 1023,0768 | 0,5 | 1,4344333544 | 1,6495983576 |
| 1023,0768 | 0,5 | 1,4344333544 | 1,6495983576 |
| 1023,0768 | 0,5 | 1,4344333544 | 1,6495983576 |
| 1023,0768 | 0,5 | 1,4344333544 | 1,6495983576 |
| 1023,0768 | 0,4 | 2,2413021163 | 2,5774974337 |
| 1023,0768 | 0,4 | 2,2413021163 | 2,5774974337 |
| 1023,0768 | 0,4 | 2,2413021163 | 2,5774974337 |
| 1023,0768 | 0,4 | 2,2413021163 | 2,5774974337 |

| L | H | LAMBDA_max_Šerek | Absolutní drsnost | Relativní drsnost |
|--------------|-----------|-------------------------|--------------------------|--------------------------|
| [m] | [m] | [-] | [m] | [-] |
| 0 | 0,000000 | 0,0147935739 | 0,0001 | 0,0002 |
| 7,28491675 | 7,284917 | 0,0147935739 | 0,0001 | 0,0002 |
| 12,302738349 | 7,284917 | 0,0147935739 | 0,0001 | 0,0002 |
| 13,042738349 | 7,284917 | 0,0147935739 | 0,0001 | 0,0002 |
| 17,842393349 | 7,284917 | 0,0147935739 | 0,0001 | 0,0002 |
| 24,362393349 | 13,804917 | 0,0147935739 | 0,0001 | 0,0002 |
| 24,942393349 | 14,384917 | 0,0147935739 | 0,0001 | 0,0002 |
| 26,652393349 | 16,094917 | 0,0147935739 | 0,0001 | 0,0002 |
| 27,154972349 | 16,597496 | 0,0147935739 | 0,0001 | 0,0002 |
| 29,641660349 | 19,024182 | 0,0147935739 | 0,0001 | 0,0002 |
| 30,261660349 | 19,644182 | 0,0147935739 | 0,0001 | 0,0002 |
| 31,260770349 | 20,643292 | 0,0147935739 | 0,0001 | 0,0002 |
| 31,648370349 | 21,030892 | 0,0151412122 | 0,0001 | 0,00025 |
| 32,447250349 | 21,829772 | 0,0151412122 | 0,0001 | 0,00025 |
| 32,447250349 | 22,649772 | 0,0151412122 | 0,0001 | 0,00025 |
| 35,047250349 | 25,249772 | 0,0151412122 | 0,0001 | 0,00025 |

ξ

| Určení proudění_MAX | Určení proudění | Určení stěny potrubí | Určení stěny potrubí_MAX | Ztrátový součinitel |
|----------------------------|------------------------|-----------------------------|---------------------------------|----------------------------|
| | | | | [-] |
| 0,0002042069 | 0,0002307709 | HHP | HHP | 0,5 |
| 0,0002042069 | 0,0002307709 | HHP | HHP | 0 |
| 0,0002042069 | 0,0002307709 | HHP | HHP | 0,1979507664 |
| 0,0002042069 | 0,0002307709 | HHP | HHP | 0 |
| 0,0002042069 | 0,0002307709 | HHP | HHP | 0,1979507664 |
| 0,0002042069 | 0,0002307709 | HHP | HHP | 0 |
| 0,0002042069 | 0,0002307709 | HHP | HHP | 0,4 |
| 0,0002042069 | 0,0002307709 | HHP | HHP | 0 |
| 0,0002042069 | 0,0002307709 | HHP | HHP | 0,1 |
| 0,0002042069 | 0,0002307709 | HHP | HHP | 0 |
| 0,0002042069 | 0,0002307709 | HHP | HHP | 0,4 |
| 0,0002042069 | 0,0002307709 | HHP | HHP | 0 |
| 0,0001679864 | 0,0001898387 | HDS | HDS | 0,18 |
| 0,0001679864 | 0,0001898387 | HDS | HDS | 0 |
| 0,0001679864 | 0,0001898387 | HDS | HDS | 7 |
| 0,0001679864 | 0,0001898387 | HDS | HDS | 0 |

| Δp_λ | Δp_ζ | $\Delta p_z = \Delta p_\lambda + \Delta p_\zeta$ | V_{NN} | Q_{KON} |
|-----------------------|-----------------------|--|-------------------|------------------------------|
| Tlaková ztráta_lambda | Tlaková ztráta_místní | Tlaková ztráta_celková | Objem vody v NN | Množství hlavního kondenzátu |
| [Pa] | [Pa] | [Pa] | [m ³] | [kg/s] |
| 0 | 596,8896795241 | 596,8896795241 | 202,3 | 371,81 |
| 257,3070946054 | 0 | 257,3070946054 | 202,3 | 371,81 |
| 0 | 236,309539052 | 236,309539052 | 202,3 | 371,81 |
| 460,6763845694 | 0 | 460,6763845694 | 202,3 | 371,81 |
| 0 | 236,309539052 | 236,309539052 | 202,3 | 371,81 |
| 860,4925581702 | 0 | 860,4925581702 | 202,3 | 371,81 |
| 0 | 477,5117436193 | 477,5117436193 | 202,3 | 371,81 |
| 941,3765636938 | 0 | 941,3765636938 | 202,3 | 371,81 |
| 0 | 119,3779359048 | 119,3779359048 | 202,3 | 371,81 |
| 1046,9590477723 | 0 | 1046,9590477723 | 202,3 | 371,81 |
| 0 | 477,5117436193 | 477,5117436193 | 202,3 | 371,81 |
| 1104,1468653196 | 0 | 1104,1468653196 | 202,3 | 371,81 |
| 0 | 524,6100698943 | 524,6100698943 | 202,3 | 371,81 |
| 3579,667371133 | 0 | 3579,667371133 | 202,3 | 371,81 |
| 0 | 20401,5027181105 | 20401,5027181105 | 202,3 | 371,81 |
| 3866,506319421 | 0 | 3866,506319421 | 202,3 | 371,81 |

| t_n | α_o | t_{krit} | T_o | T_K |
|----------------|------------------|--------------|-------------------|-----------------------------|
| Doba plnění NN | Časová konstanta | Kritický čas | Teplota vody v NN | Teplota hlavního kondenzátu |
| [s] | [1/s] | [s] | [°C] | [°C] |
| 544,0951023372 | 0,001837914 | 0,0 | 177,58 | 38,813 |
| 544,0951023372 | 0,001837914 | 4,4 | 177,58 | 38,813 |
| 544,0951023372 | 0,001837914 | 7,5 | 177,58 | 38,813 |
| 544,0951023372 | 0,001837914 | 7,9 | 177,58 | 38,813 |
| 544,0951023372 | 0,001837914 | 10,8 | 177,58 | 38,813 |
| 544,0951023372 | 0,001837914 | 14,8 | 177,58 | 38,813 |
| 544,0951023372 | 0,001837914 | 15,1 | 177,58 | 38,813 |
| 544,0951023372 | 0,001837914 | 16,2 | 177,58 | 38,813 |
| 544,0951023372 | 0,001837914 | 16,5 | 177,58 | 38,813 |
| 544,0951023372 | 0,001837914 | 18,0 | 177,58 | 38,813 |
| 544,0951023372 | 0,001837914 | 18,3 | 177,58 | 38,813 |
| 544,0951023372 | 0,001837914 | 19,0 | 177,58 | 38,813 |
| 544,0951023372 | 0,001837914 | 12,3 | 177,58 | 38,813 |
| 544,0951023372 | 0,001837914 | 12,6 | 177,58 | 38,813 |
| 544,0951023372 | 0,001837914 | 12,6 | 177,58 | 38,813 |
| 544,0951023372 | 0,001837914 | 13,6 | 177,58 | 38,813 |

$$T_{HB} = T_K + (T_o - T_K) \cdot e^{-\alpha_o \cdot t_n} \quad e^{-\alpha_o \cdot t_n} \quad P_g$$

g

| Teplota vody v NN v čase t [°C] | Exponenciál | THS [°C] | Gravitační zrychlení [m/s ²] | Hydrostatický tlak [Pa] |
|------------------------------------|--------------|-------------|---|----------------------------|
| 177,58 | 1 | 177,58 | 9,81 | 24530,7879 |
| 176,4582489992 | 0,9919162985 | 177,58 | 9,81 | 87234,2081327745 |
| 175,6908698726 | 0,9863863157 | 177,58 | 9,81 | 87234,2081327745 |
| 175,5780636894 | 0,9855733978 | 177,58 | 9,81 | 87234,2081327745 |
| 174,8486541023 | 0,9803170358 | 177,58 | 9,81 | 87234,2081327745 |
| 173,8640291395 | 0,973221509 | 177,58 | 9,81 | 143353,765012775 |
| 173,7767857472 | 0,9725928048 | 177,58 | 9,81 | 148345,995532775 |
| 173,5198960515 | 0,9707415744 | 177,58 | 9,81 | 163064,468272775 |
| 173,4444876823 | 0,9701981572 | 177,58 | 9,81 | 167390,313484001 |
| 173,0719987016 | 0,9675138808 | 177,58 | 9,81 | 188277,511610226 |
| 172,97928753 | 0,9668457741 | 177,58 | 9,81 | 193614,033890226 |
| 172,8300211578 | 0,9657701122 | 177,58 | 9,81 | 202213,667398566 |
| 174,4834842254 | 0,9776855032 | 177,58 | 9,81 | 205549,854552966 |
| 174,4062214733 | 0,9771287228 | 177,58 | 9,81 | 212426,049583686 |
| 174,4062214733 | 0,9771287228 | 177,58 | 9,81 | 219484,030663686 |
| 174,1550699893 | 0,9753188437 | 177,58 | 9,81 | 241862,995063686 |

$$p_{v, \text{zaproneku}} = p_n + p_g - \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad p_{vdov} = p_s + \rho g \cdot NPSHR - \rho \frac{w^2}{2} \quad p_v(t) - p_{vdov}(t) > 0 \dots \text{vyhovuje (kavitace nevzniká)}$$

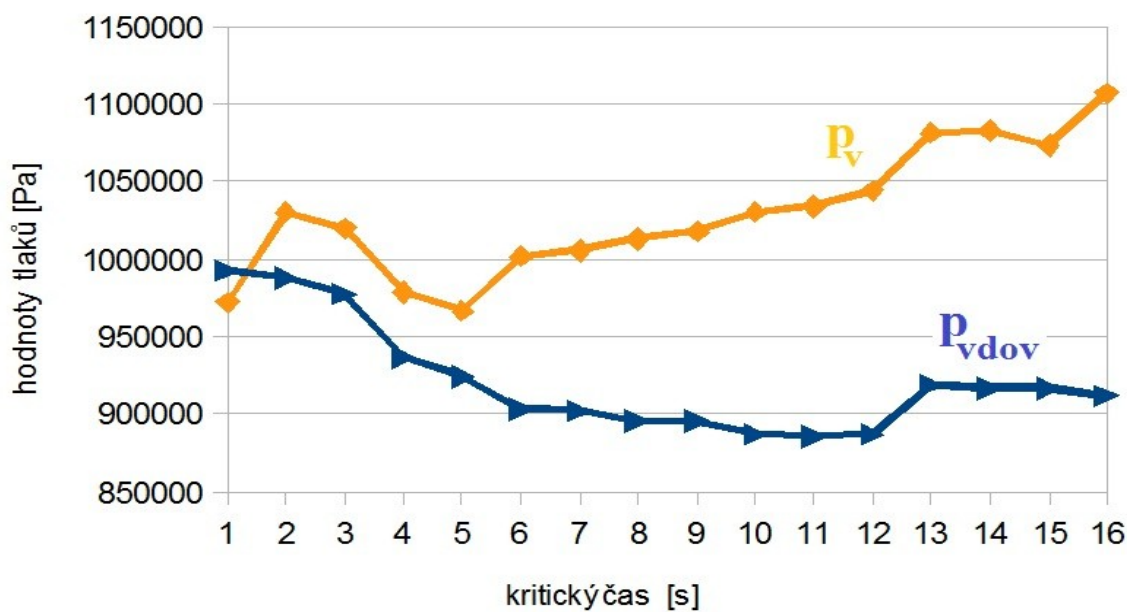
| Výsledný tlak [Pa] | Skutečný tlak za provozu [Pa] | Dovolený tlak [Pa] | Podmínka vzniku kavitace |
|-----------------------|----------------------------------|-----------------------|--------------------------|
| 971933,898220476 | 971337,008540952 | 992769,170600952 | nehovuje |
| 1029976,90103817 | 1029040,42877373 | 987769,170600952 | vyhovuje |
| 1019997,89859372 | 1019040,42877373 | 977769,170600952 | vyhovuje |
| 978773,531748205 | 978040,428773726 | 936769,170600952 | vyhovuje |
| 966997,898593722 | 966040,428773726 | 924769,170600952 | vyhovuje |
| 1001493,2724546 | 1001159,98565373 | 903769,170600952 | vyhovuje |
| 1005868,48378916 | 1005152,21617373 | 902769,170600952 | vyhovuje |
| 1013123,09170908 | 1012870,68891373 | 895769,170600952 | vyhovuje |
| 1018270,9355481 | 1017196,53412495 | 895769,170600952 | vyhovuje |
| 1030230,55256245 | 1030083,73225118 | 887769,170600952 | vyhovuje |
| 1034136,52214661 | 1033420,25453118 | 885769,170600952 | vyhovuje |
| 1044109,52053325 | 1044019,88803952 | 887769,170600952 | vyhovuje |
| 1081025,24448307 | 1078635,35416466 | 919048,449571698 | vyhovuje |
| 1082846,38221255 | 1083511,54919538 | 917048,449571698 | vyhovuje |
| 1073082,52794558 | 1090569,53027538 | 917048,449571698 | vyhovuje |
| 1106996,48874426 | 1107948,49467538 | 912048,449571699 | vyhovuje |

p_n

Δp

| PN_tlak v parním prostoru NN p(v,THB) [M Pa] | Tlak v parním prostoru NN: p(v,THB) [Pa] | REZERVA [m v.sl.] |
|---|---|----------------------|
| 0,948 | 948000 | -20835,27238048 |
| 0,943 | 943000 | 42207,730437217 |
| 0,933 | 933000 | 42228,727992771 |
| 0,892 | 892000 | 42004,361147253 |
| 0,88 | 880000 | 42228,727992771 |
| 0,859 | 859000 | 97724,101853653 |
| 0,858 | 858000 | 103099,3131882 |
| 0,851 | 851000 | 117353,92110813 |
| 0,851 | 851000 | 122501,76494714 |
| 0,843 | 843000 | 142461,3819615 |
| 0,841 | 841000 | 148367,35154566 |
| 0,843 | 843000 | 156340,3499323 |
| 0,876 | 876000 | 161976,79491137 |
| 0,874 | 874000 | 165797,93264086 |
| 0,874 | 874000 | 156034,07837388 |
| 0,869 | 869000 | 194948,03917257 |

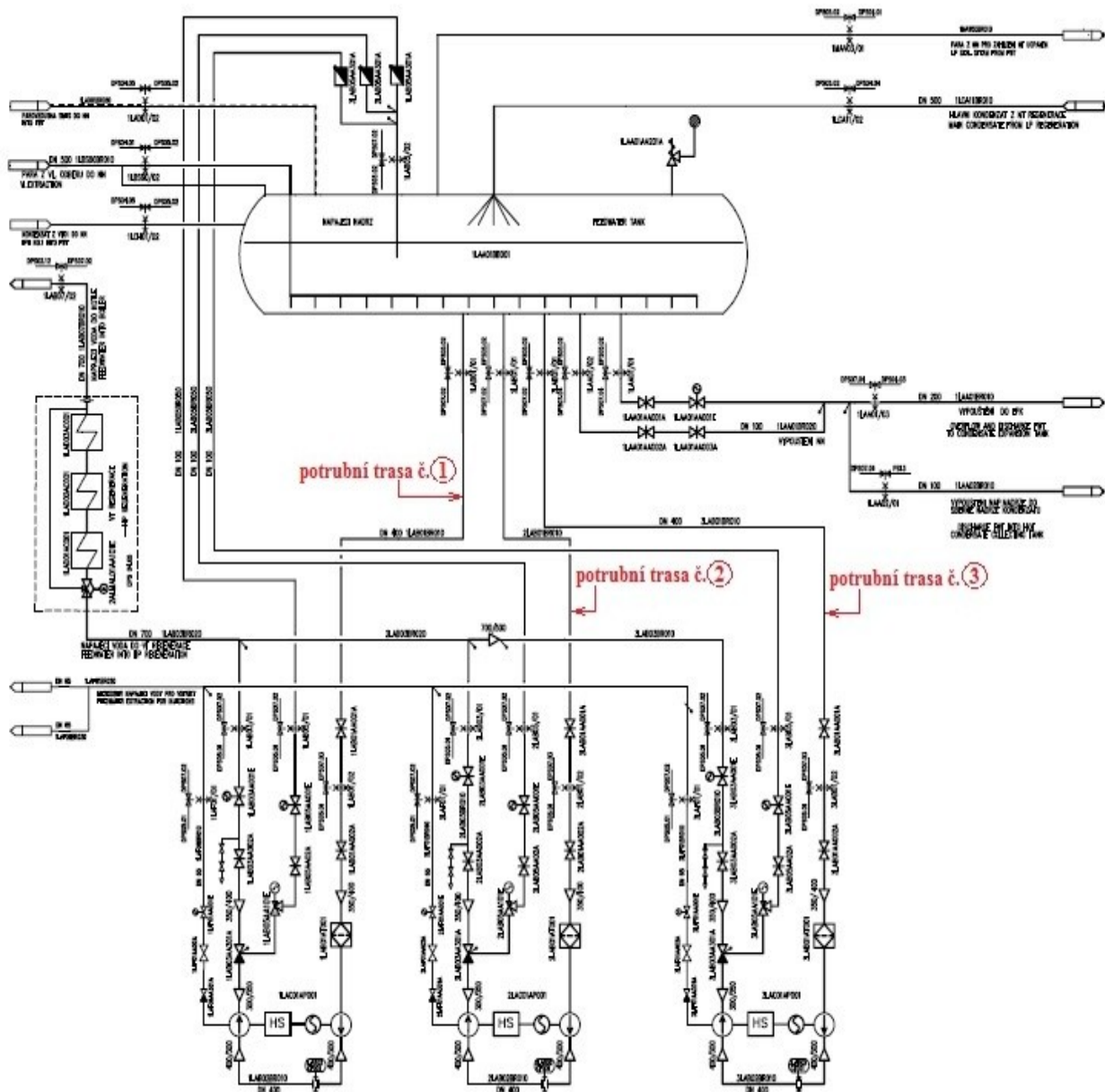
Průběh tlaků v sacím traktu



Graf 18 Průběhy dovoleného a výsledného tlaku ve zvolených místech

8.5 Kontrola vzniku kavitace v 2.návruhu

V druhé variantě kontrolují vznik kavitace v sacím traktu s průměry: $D_1=0,4064$ m (světlost sacího potrubí DN400; tzn. trubka 406,4x8,8) a $D_2=0,35$ m. Sací trakt napájecího soustrojí v elektrárně Ledvice 660 MW je projektován právě s těmito parametry potrubí, viz Obr.39.



Obr.39 Schéma napájecí stanice pro 2.variantu [10]

Postup výpočtu je shodný s výpočtovou kontrolou 1.varianty. Přehled výsledků 2.varianty naleznete níže.

8.5.1 Přehled výsledků 2. varianty

| N | \dot{m} | $\dot{m}_{max} = 1,15 \cdot \dot{m}$ | | |
|------------|-------------------|--------------------------------------|-------------------------|-----------------------------------|
| Body trasy | Hmotnostní průtok | Maximální hmotnostní průtok | Hmotnostní průtok [t/h] | Maximální hmotnostní průtok [t/h] |
| [-] | [kg/s] | [kg/s] | [t/h] | [t/h] |
| 1 | 247,12 | 284,188 | 889,632 | 1023,0768 |
| 2 | 247,12 | 284,188 | 889,632 | 1023,0768 |
| 3 | 247,12 | 284,188 | 889,632 | 1023,0768 |
| 4 | 247,12 | 284,188 | 889,632 | 1023,0768 |
| 5 | 247,12 | 284,188 | 889,632 | 1023,0768 |
| 6 | 247,12 | 284,188 | 889,632 | 1023,0768 |
| 7 | 247,12 | 284,188 | 889,632 | 1023,0768 |
| 8 | 247,12 | 284,188 | 889,632 | 1023,0768 |
| 9 | 247,12 | 284,188 | 889,632 | 1023,0768 |
| 10 | 247,12 | 284,188 | 889,632 | 1023,0768 |
| 11 | 247,12 | 284,188 | 889,632 | 1023,0768 |
| 12 | 247,12 | 284,188 | 889,632 | 1023,0768 |
| 13 | 247,12 | 284,188 | 889,632 | 1023,0768 |
| 14 | 247,12 | 284,188 | 889,632 | 1023,0768 |
| 15 | 247,12 | 284,188 | 889,632 | 1023,0768 |
| 16 | 247,12 | 284,188 | 889,632 | 1023,0768 |

| D | w | w_{max} | Re | |
|----------------|--------------------|------------------------------|-------------------|-----------------------|
| Průměr potrubí | Rychlost v potrubí | Maximální rychlost v potrubí | Reynoldsovo číslo | Reynoldsovo číslo_max |
| [m] | [m/s] | [m/s] | [-] | [-] |
| 0,4064 | 2,1712657677 | 2,4969556329 | 860041,333326463 | 989047,533325432 |
| 0,4064 | 2,1712657677 | 2,4969556329 | 860041,333326463 | 989047,533325432 |
| 0,4064 | 2,1712657677 | 2,4969556329 | 860041,333326463 | 989047,533325432 |
| 0,4064 | 2,1712657677 | 2,4969556329 | 860041,333326463 | 989047,533325432 |
| 0,4064 | 2,1712657677 | 2,4969556329 | 860041,333326463 | 989047,533325432 |
| 0,4064 | 2,1712657677 | 2,4969556329 | 860041,333326463 | 989047,533325432 |
| 0,4064 | 2,1712657677 | 2,4969556329 | 860041,333326463 | 989047,533325432 |
| 0,4064 | 2,1712657677 | 2,4969556329 | 860041,333326463 | 989047,533325432 |
| 0,4064 | 2,1712657677 | 2,4969556329 | 860041,333326463 | 989047,533325432 |
| 0,4064 | 2,1712657677 | 2,4969556329 | 860041,333326463 | 989047,533325432 |
| 0,4064 | 2,1712657677 | 2,4969556329 | 860041,333326463 | 989047,533325432 |
| 0,4064 | 2,1712657677 | 2,4969556329 | 860041,333326463 | 989047,533325432 |
| 0,4064 | 2,1712657677 | 2,4969556329 | 860041,333326463 | 989047,533325432 |
| 0,35 | 2,927415009 | 3,3665272604 | 998630,851039642 | 1148425,47869559 |
| 0,35 | 2,927415009 | 3,3665272604 | 998630,851039642 | 1148425,47869559 |
| 0,35 | 2,927415009 | 3,3665272604 | 998630,851039642 | 1148425,47869559 |
| 0,35 | 2,927415009 | 3,3665272604 | 998630,851039642 | 1148425,47869559 |

| ν | ρ | η | λ | | |
|-----------------------|----------------------|---------------------|------------|-----------|------------------|
| Kinematická viskozita | Měrná hmotnost | Dynamická viskozita | L | H | LAMBDA_max_Šerek |
| [m ² /s] | [kg/m ³] | [Pa.s] | [m] | [m] | [-] |
| 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 | 0 | 0,000000 | 0,015112328 |
| 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 | 7,28491675 | 7,284917 | 0,015112328 |
| 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 | 12,3027383 | 7,284917 | 0,015112328 |
| 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 | 13,0427383 | 7,284917 | 0,015112328 |
| 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 | 17,8423933 | 7,284917 | 0,015112328 |
| 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 | 24,3623933 | 13,804917 | 0,015112328 |
| 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 | 24,9423933 | 14,384917 | 0,015112328 |
| 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 | 26,6523933 | 16,094917 | 0,015112328 |
| 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 | 27,1549723 | 16,597496 | 0,015112328 |
| 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 | 29,6416603 | 19,024182 | 0,015112328 |
| 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 | 30,2616603 | 19,644182 | 0,015112328 |
| 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 | 31,2607703 | 20,643292 | 0,015112328 |
| 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 | 31,6483703 | 21,030892 | 0,01540814 |
| 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 | 32,4472503 | 21,829772 | 0,01540814 |
| 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 | 32,4472503 | 22,649772 | 0,01540814 |
| 0,000001026 | 877,4 | 0,0009002124 | 35,0472503 | 25,249772 | 0,01540814 |

Dle uvedených výsledků vychází hodnoty: $\lambda_1 = 0,0151$ a $\lambda_2 = 0,0154$.

| k | $\varepsilon = \frac{k}{D}$ | $\frac{30}{Re^{0,875}}$ | | | |
|-------------------|-----------------------------|-------------------------|-----------------|----------------------|--|
| Absolutní drsnost | Relativní drsnost | Určení proudění_MAX | Určení proudění | Určení stěny potrubí | |
| [m] | [-] | | | | |
| 0,0001 | 0,000246063 | 0,0001703359 | 0,0001924938 | HDS | |
| 0,0001 | 0,000246063 | 0,0001703359 | 0,0001924938 | HDS | |
| 0,0001 | 0,000246063 | 0,0001703359 | 0,0001924938 | HDS | |
| 0,0001 | 0,000246063 | 0,0001703359 | 0,0001924938 | HDS | |
| 0,0001 | 0,000246063 | 0,0001703359 | 0,0001924938 | HDS | |
| 0,0001 | 0,000246063 | 0,0001703359 | 0,0001924938 | HDS | |
| 0,0001 | 0,000246063 | 0,0001703359 | 0,0001924938 | HDS | |
| 0,0001 | 0,000246063 | 0,0001703359 | 0,0001924938 | HDS | |
| 0,0001 | 0,000246063 | 0,0001703359 | 0,0001924938 | HDS | |
| 0,0001 | 0,000246063 | 0,0001703359 | 0,0001924938 | HDS | |
| 0,0001 | 0,000246063 | 0,0001703359 | 0,0001924938 | HDS | |
| 0,0001 | 0,000246063 | 0,0001703359 | 0,0001924938 | HDS | |
| 0,0001 | 0,0002857143 | 0,0001494622 | 0,0001689048 | HDS | |
| 0,0001 | 0,0002857143 | 0,0001494622 | 0,0001689048 | HDS | |
| 0,0001 | 0,0002857143 | 0,0001494622 | 0,0001689048 | HDS | |
| 0,0001 | 0,0002857143 | 0,0001494622 | 0,0001689048 | HDS | |

| | ζ | Δp_λ | Δp_ζ | $\Delta p_z = \Delta p_\lambda + \Delta p_\zeta$ |
|--------------------------|---------------------|-----------------------|-----------------------|--|
| Určení stěny potrubí_MAX | Ztrátový součinitel | Tlaková ztráta_lambda | Tlaková ztráta_místní | Tlaková ztráta_celková |
| | [-] | [Pa] | [Pa] | [Pa] |
| HDS | 0,5 | 0 | 1367,6006233061 | 1367,6006233061 |
| HDS | 0 | 740,9545188016 | 0 | 740,9545188016 |
| HDS | 0,1999535573 | 0 | 546,9132192772 | 546,9132192772 |
| HDS | 0 | 1326,5870083194 | 0 | 1326,5870083194 |
| HDS | 0,1999535573 | 0 | 546,9132192772 | 546,9132192772 |
| HDS | 0 | 2477,9178761051 | 0 | 2477,9178761051 |
| HDS | 0,4 | 0 | 1094,0804986449 | 1094,0804986449 |
| HDS | 0 | 2710,8355478212 | 0 | 2710,8355478212 |
| HDS | 0,1 | 0 | 273,5201246612 | 273,5201246612 |
| HDS | 0 | 3014,8762071128 | 0 | 3014,8762071128 |
| HDS | 0,4 | 0 | 1094,0804986449 | 1094,0804986449 |
| HDS | 0 | 3179,557137878 | 0 | 3179,557137878 |
| HDS | 0,1291496489 | 0 | 642,1332158024 | 642,1332158024 |
| HDS | 0 | 7102,1849251969 | 0 | 7102,1849251969 |
| HDS | 7 | 0 | 34804,0629460145 | 34804,0629460145 |
| HDS | 0 | 7671,2834037089 | 0 | 7671,2834037089 |

Ztrátové součinitelé:

- ztráta v kolenu:

uvažujeme $R=4D$: $\zeta = \zeta_o + \zeta_r = \frac{\pi}{2} \lambda_1 \frac{R}{D} + 0,21 \left(\frac{R}{D}\right)^{-1/2}$, kdy pro všechny 3 potrubní trasy

2.varianty platí: $\zeta = \frac{\pi}{2} 0,0151 \left(\frac{2}{0,4064}\right) + 0,21 \left(\frac{2}{0,4064}\right)^{-1/2} = 0,1999$

- ztrátový součinitel pro zúžení proudu, kdy počítám s kruhovým průřezem:

$$\zeta_{\text{zúžení průřezu}} = 0,5 \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2\right] = 0,5 \left[1 - \left(\frac{0,4064}{0,35}\right)^2\right] = 0,129$$

- ztrátový součinitel pro šoupátko: $\zeta_{\text{šoupátko}} = 0,4$
- filtr: $\zeta_{\text{filtr}} = 7$
- výtok z NN: $\zeta_{\text{výtok}} = 0,5$

| V_{NN} | Q_{KON} | t_n | α_o | t_{krit} | T_o |
|--------------------------------------|--|-----------------------|---------------------------|---------------------|---------------------------|
| Objem vody v NN [m ³] | Množství hlavního kondenzátu [kg/s] | Doba plnění NN [s] | Časová konstanta [1/s] | Kritický čas [s] | Teplota vody v NN [°C] |
| 202,3 | 371,81 | 544,0951023372 | 0,001837914 | 0,000 | 177,58 |
| 202,3 | 371,81 | 544,0951023372 | 0,001837914 | 2,918 | 177,58 |
| 202,3 | 371,81 | 544,0951023372 | 0,001837914 | 4,927 | 177,58 |
| 202,3 | 371,81 | 544,0951023372 | 0,001837914 | 5,223 | 177,58 |
| 202,3 | 371,81 | 544,0951023372 | 0,001837914 | 7,146 | 177,58 |
| 202,3 | 371,81 | 544,0951023372 | 0,001837914 | 9,757 | 177,58 |
| 202,3 | 371,81 | 544,0951023372 | 0,001837914 | 9,989 | 177,58 |
| 202,3 | 371,81 | 544,0951023372 | 0,001837914 | 10,674 | 177,58 |
| 202,3 | 371,81 | 544,0951023372 | 0,001837914 | 10,875 | 177,58 |
| 202,3 | 371,81 | 544,0951023372 | 0,001837914 | 11,871 | 177,58 |
| 202,3 | 371,81 | 544,0951023372 | 0,001837914 | 12,119 | 177,58 |
| 202,3 | 371,81 | 544,0951023372 | 0,001837914 | 12,520 | 177,58 |
| 202,3 | 371,81 | 544,0951023372 | 0,001837914 | 9,401 | 177,58 |
| 202,3 | 371,81 | 544,0951023372 | 0,001837914 | 9,638 | 177,58 |
| 202,3 | 371,81 | 544,0951023372 | 0,001837914 | 9,638 | 177,58 |
| 202,3 | 371,81 | 544,0951023372 | 0,001837914 | 10,411 | 177,58 |

T_K

$T_{HB} = T_K + (T_o - T_K) \cdot e^{-\alpha_o \cdot t_n} \quad e^{-\alpha_o \cdot t_n}$

g

| Teplota hlavního kondenzátu [°C] | Teplota vody v NN v čase t [°C] | Exponenciál | THS [°C] | Gravitační zrychlení [m/s ²] | H (body z vykresu) [m] |
|-------------------------------------|------------------------------------|--------------|-------------|---|---------------------------|
| 38,813 | 177,58 | 1 | 177,58 | 9,81 | 0,000000 |
| 38,813 | 176,837901943 | 0,9946522008 | 177,58 | 9,81 | 7,284917 |
| 38,813 | 176,3290572484 | 0,9909853009 | 177,58 | 9,81 | 7,284917 |
| 38,813 | 176,2541745962 | 0,9904456722 | 177,58 | 9,81 | 7,284917 |
| 38,813 | 175,7694731497 | 0,9869527564 | 177,58 | 9,81 | 7,284917 |
| 38,813 | 175,1137767222 | 0,9822275953 | 177,58 | 9,81 | 13,804917 |
| 38,813 | 175,0556001698 | 0,9818083562 | 177,58 | 9,81 | 14,384917 |
| 38,813 | 174,8842241293 | 0,9805733649 | 177,58 | 9,81 | 16,094917 |
| 38,813 | 174,8338967101 | 0,9802106892 | 177,58 | 9,81 | 16,597496 |
| 38,813 | 174,5851577045 | 0,9784181953 | 177,58 | 9,81 | 19,024182 |
| 38,813 | 174,5232110761 | 0,9779717878 | 177,58 | 9,81 | 19,644182 |
| 38,813 | 174,4234455476 | 0,977252845 | 177,58 | 9,81 | 20,643292 |
| 38,813 | 175,2029729533 | 0,9828703723 | 177,58 | 9,81 | 21,030892 |
| 38,813 | 175,1435009816 | 0,982441798 | 177,58 | 9,81 | 21,829772 |
| 38,813 | 175,1435009816 | 0,982441798 | 177,58 | 9,81 | 22,649772 |
| 38,813 | 174,9501255768 | 0,9810482721 | 177,58 | 9,81 | 25,249772 |

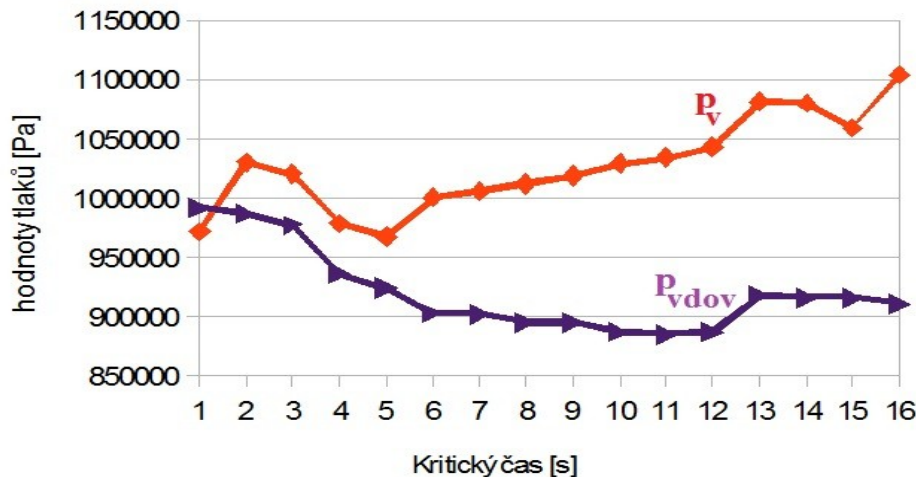
$$p_g \quad p_v(t) = p_n(t) + p_g(t) - \Delta p_z(t)$$

| Hydrostatický tlak | Výsledný tlak | Skutečný tlak za provozu | Dovolený tlak |
|--------------------|------------------|--------------------------|------------------|
| [Pa] | [Pa] | [Pa] | [Pa] |
| 24530,7879 | 971163,187276694 | 969795,586653388 | 991227,748713388 |
| 87234,2081327745 | 1029493,25361397 | 1027499,00688616 | 986227,748713388 |
| 87234,2081327745 | 1019687,2949135 | 1017499,00688616 | 976227,748713388 |
| 87234,2081327745 | 977907,621124455 | 976499,006886162 | 935227,748713388 |
| 87234,2081327745 | 966687,294913497 | 964499,006886162 | 923227,748713388 |
| 143353,765012775 | 999875,847136669 | 999618,563766162 | 902227,748713388 |
| 148345,995532775 | 1005251,91503413 | 1003610,79428616 | 901227,748713388 |
| 163064,468272775 | 1011353,63272495 | 1011329,26702616 | 894227,748713388 |
| 167390,313484001 | 1018116,79335934 | 1015655,11223739 | 894227,748713388 |
| 188277,511610226 | 1028262,63540311 | 1028542,31036361 | 886227,748713388 |
| 193614,033890226 | 1033519,95339158 | 1031878,83264361 | 884227,748713388 |
| 202213,667398566 | 1042034,11026069 | 1042478,46615195 | 886227,748713388 |
| 205549,854552966 | 1080907,72133716 | 1076577,84556068 | 916990,940967712 |
| 212426,049583686 | 1079323,86465849 | 1081454,0405914 | 914990,940967712 |
| 219484,030663686 | 1058679,96771767 | 1088512,0216714 | 914990,940967712 |
| 241862,995063686 | 1103191,71165998 | 1105890,9860714 | 909990,940967712 |

| Podmínka vzniku kavitace | Měrný objem | Tlak v parním prostoru NN: p(v, THB) | REZERVA |
|--------------------------|----------------------|--------------------------------------|---------------|
| | [m ³ /kg] | [Pa] | [m v.sl.] |
| nehovuje | 0,001139731 | 948000 | -20064,561437 |
| vyhovuje | 0,001139731 | 943000 | 43265,5049006 |
| vyhovuje | 0,001139731 | 933000 | 43459,5462001 |
| vyhovuje | 0,001139731 | 892000 | 42679,8724111 |
| vyhovuje | 0,001139731 | 880000 | 43459,5462001 |
| vyhovuje | 0,001139731 | 859000 | 97648,0984233 |
| vyhovuje | 0,001139731 | 858000 | 104024,166321 |
| vyhovuje | 0,001139731 | 851000 | 117125,884012 |
| vyhovuje | 0,001139731 | 851000 | 123889,044646 |
| vyhovuje | 0,001139731 | 843000 | 142034,88669 |
| vyhovuje | 0,001139731 | 841000 | 149292,204678 |
| vyhovuje | 0,001139731 | 843000 | 155806,361547 |
| vyhovuje | 0,001139731 | 876000 | 163916,780369 |
| vyhovuje | 0,001139731 | 874000 | 164332,923691 |
| vyhovuje | 0,001139731 | 874000 | 143689,02675 |
| vyhovuje | 0,001139731 | 869000 | 193200,770692 |

Průběh výsledného a dovoleného tlaku v sacím traktu

2.varianta



Graf 19 Průběhy tlaků u 2.varianty

8.6 Porovnání 1. a 2. varianty

Z uvedeného výpočtu lze porovnáním výsledků vyvodit následující závěry:

- U obou případů vychází kavitace v bodu 1, tj. **místo výtoku z napájecí nádrže**. Snaha o zamezení vzniku kavitace v bodě 1:
 1. bylo by vhodné volit jiný výtokový otvor
 2. zkusit zvětšení dimenze a vhodné zaoblení výstupního průřezu; po zvolení většího průměru potrubí a následném přepočítání nebyla bohužel zaznamenána žádná změna

Kavitace se tudíž v bodě 1 nezbavíme, budeme-li uvažovat, že var probíhá v plném rozsahu nádrže. Popsat průběh varu v nádrži při jejím ochlazování nebylo úkolem, takže nemáme jinou podmínku vtoku. Z provozních zkušeností kavitace v bodě 1 nebude tak nebezpečná, poněvadž zatím žádná pumpa nehavarovala na tuto kavitační podmínku. Nejspíše je zde kavitace poskromnu; kavitační bublinky zřejmě poletí vzhůru do napájecí nádrže a nebudou dále pokračovat na cestě potrubní trasou => tudíž překročení povolené hodnoty příliš nevadí (jedná se v podstatě o děj odehrávající se ještě v NN a nikoli v sacím potrubí podávaček).

- Nutno podotknout, že volba průměru potrubí hraje také roli. Projektanti se přiklonili k 2.variantě, protože zmenšení potrubí hraje významnou roli také investičnímu rozpočtu.

Volba průměru potrubí

Co se týče průměru potrubí platí, že čím menší bude průměr potrubí, tím větší bude rychlost proudění napájecí vody, tím větší budou tlakové ztráty, a pochopitelně tím větší bude možnost vzniku kavitace.

Výhody menšího průměru potrubí:

- menší hmotnost => menší cena potrubí napájecí vody
- menší tuhost potrubní trasy
- menší hmotnost vlastního potrubí
- menší hmotnost vodního obsahu potrubní trasy
- menší hmotnost tepelné izolace potrubí (a tím pochopitelně i menší silové účinky na stavební konstrukci, na kterou je potrubní trasa zavěšena)

Pro správné navržení napájecí stanice je nutno vycházet ze základního obecného schématu dané elektrárny. Při celkovém navržení a počítání se musí brát úloha v úvahu jak z technického, tak i z ekonomického hlediska (aby celkové náklady na dopravu požadovaného množství kapaliny o zadaných parametrech byly co nejnižší). Výpočtová kontrola kavitace musí vyhovovat po funkční stránce a musí také zajistit bezpečný provoz jak při normálním pracovním režimu, tak i při všech ostatních mezních stavech.

Napájecí stanice jako celek musí být řešena tak, aby zajistila jak provozní jistotu elektrárny, tak i ekonomické a dispoziční požadavky. Ve snaze zajistit dostatečnou rezervu napájecí vody pro kotel a zajištění bezporuchového chodu čerpadel, je v současné době snaha zvětšovat vodní objem napájecí nádrže (NN) i nátokovou výšku. Každá napájecí stanice se obecně skládá ze tří základních prvků: hydraulické čerpadlo, potrubí a nádrž. Tyto prvky mohou být kombinací různých alternativ s různými metodami regulace parametrů systému, které výrazně ovlivňují činnost turbíny; nejčastěji se reguluje pomocí klouzavého tlaku.

Regulace turbíny

Provozní zásah do činnosti turbíny, popřípadě k němu potřebné automaticky působící zařízení, kterým se mění výkon turbíny podle jejího ztížení při dodržení daného počtu otáček. Parní turbína se reguluje změnou průtoku a stavu páry vstupující do lopatkování. Podle principu a provedení je regulace parní turbíny:

- a) klouzavým tlakem (tlak páry o stálé teplotě se mění regulací kotle)
- b) škrtící (současnou změnou otevření všech regulačních ventilů, které ovládají vstup páry do turbíny)
- c) skupinová (regulační ventily se otevírají postupně s růstem zatížení)
- d) obtokem (pára se připouští za vstupem do stupňové části turbíny). Součástí regulace parní turbíny je zařízení pro rychlé uzavření přívodu páry při vzniku nepřipustných provozních stavů (rychlozávěrný ventil).

9 Výpočet čerpadel pro zadané parametry

Napájecí a podávací čerpadla byla dodána firmou Sigma Lutín dle požadavků firmy Škoda Praha a.s. (Tabulka 2).

| Parametry | NČ | PČ |
|--------------------------------------|---|---|
| Počet stupňů čerpadla | 6 | - |
| Teplota napájecí vody | $t_{nv}=188,8\text{ °C}$ | $t_{nv}=188,8\text{ °C}$ |
| Měrná hmotnost napájecí vody | $\rho=877,4\text{ kg/m}^3$ | $\rho=877,4\text{ kg/m}^3$ |
| Jmenovitý průtok | $Q=0,2928\text{ m}^3/\text{s}$ | $Q=0,2968\text{ m}^3/\text{s}$ |
| Průtočné množství | $\dot{m}=Q \cdot \rho=0,2928 \cdot 877,3$ $\dot{m}=256,9\text{ kg/s}=924,9\text{ t/h}$ | $\dot{m}=Q \cdot \rho=0,2968 \cdot 877,3$ $\dot{m}=260,4\text{ kg/s}=937,4\text{ t/h}$ |
| Tlak na výtlačném hrdle | $p_2=37,2\text{ MPa}$ | $p_2=2,5038\text{ MPa}$ |
| Tlak ve vstupním hrdle | $p_1=2,478\text{ MPa}$ | $p_1=1,398\text{ MPa}$ |
| Průtok z meziodběru | $Q_m=12,6\text{ t/h}$ | - |
| Tlak v meziodběru | $p_m=8,04\text{ MPa}$ | - |
| Příkon čerpadla při provozní teplotě | $P=12\,268\text{ kW}$ | $P=407,7\text{ kW}$ |
| Účinnost při provozní teplotě | $\eta=83\%$ | $\eta=80,5\%$ |
| Otáčky | $n=5013\text{ ot/min}$ | $n=1450\text{ ot/min}$ |
| Dopravní výška | $H=4041,2\text{ m}$ | $H=128,5\text{ m}$ |
| Tlak na výtlač. hrdle s meziodběrem | $p_{vm}=37,2085\text{ MPa}$ | - |
| Účinnost spojky a převodovky | $\eta_{sp}=94\%$ | $\eta_{převodovky}=100\%$ |
| Příkon Č se spojkou/převodovkou | $P_{sp}=13\,050,9\text{ kW}$ | $P_{převodovky}=407,7\text{ kW}$ |
| Max.příkon s meziodběrem a spojkou | $P_{max}=13\,065,6\text{ kW}$ | - |
| Poloha provozního bodu | $Q/Q_{opt}=0,99$ | $Q/Q_{opt}=0,97$ |
| Dovolená kavitační deprese | - | $NPSHR=5,34\text{ m}$ |

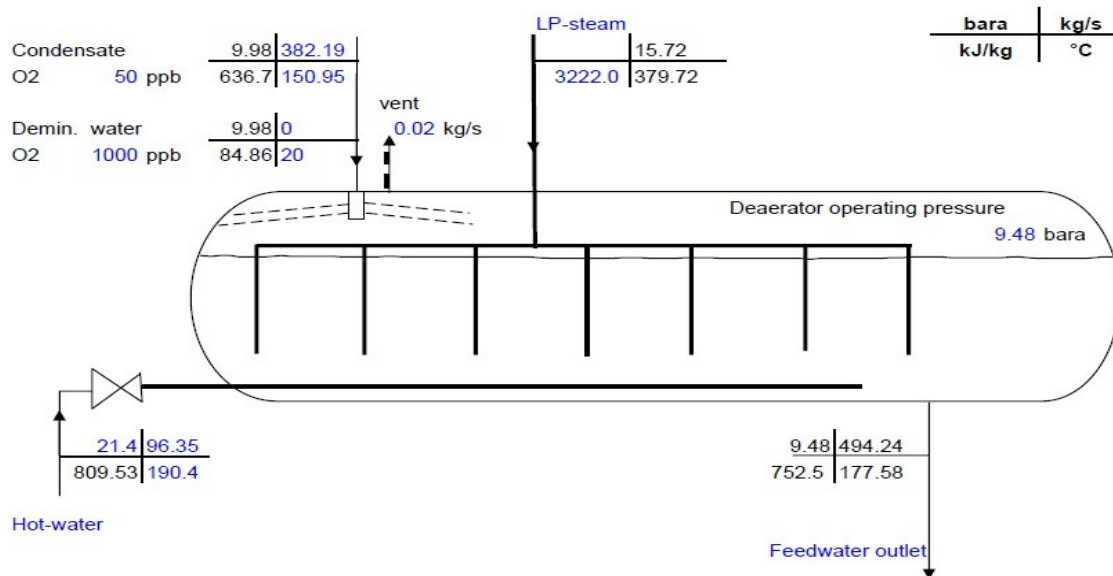
Tabulka 2 Parametry NČ a PČ v ELE Ledvice [10]

Pro zadané parametry diplomové práce jsem provedla výpočet podávacího a napájecího čerpadla; tzn. jaký by byl výkon čerpadel pro zadané parametry (v porovnání s Tabulkou 2 se liší teplota napájecí vody a hmotnostní průtok). Výpočet považujeme pouze za teoretický.

| | |
|-----------------------------|--|
| Průtočné množství \dot{m} | $\dot{m}=247,12\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ |
| Teplota napájecí vody | $T=177,58\text{ °C}$ |
| Entalpie napájecí vody | $i=752,5\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ |

9.1 Výpočet podávacího čerpadla dle zadaných parametrů

Pro výpočet vycházíme z pracovních parametrů pro podávací čerpadlo dle dokumentace Škoda Praha a.s. a dále ze zadaných parametrů diplomové práce pro objednávkové PČ, viz Obr.40. Napájecí stanice se skládá ze tří elektronapáječek pracujících v zapojení 2+1. Hlavní parametr určující technickou realizaci napájecí stanice je požadované množství napájecí vody do kotle, které je ze zadání diplomové práce: $\dot{m} = 247,12 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. V Obr.40 je uvažovaný hmotnostní průtok pro dvě čerpadla, tj. $\dot{m} = 494,24 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$.



Obr.40 Napájecí nádrž s parametry pro objednávkové podávací čerpadlo

Hodnoty potřebné pro výpočet:

| | |
|-------------------------------|---|
| Průtočné množství \dot{m} | $\dot{m} = 247,12 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ |
| Teplota napájecí vody | $T = 177,58^\circ\text{C} = t_{\text{nv}}$ |
| Entalpie napájecí vody | $i = 752,5 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ |
| Tlak na vstupním hrdle PČ | $p_1 = 1,398 \text{ MPa}$ |
| Tlak na výtlačném hrdle PČ | $p_2 = 2,5038 \text{ MPa}$ |
| Příkon podávacího čerpadla | $P_{\text{PČ}} = 407,7 \text{ kW}$ |
| Účinnost při provozní teplotě | $\eta_{\text{PČ}} = 80,5\%$ |

Z programu TVVP pro termodynamické parametry vody a vodní páry dopočteme další parametry nutné pro výpočet:

v Měrný objem $v(p_1, t_{nv}) = 0,001124 \text{ m}^3/\text{kg}$

$$\Rightarrow \text{spočteme měrnou hmotnost napájecí vody } \rho = \frac{1}{v} = \frac{1}{0,001124} = 889,498 \text{ kg.m}^{-3}$$

i_1 ... vstupní entalpie napájecí vody do PČ - dle zadání diplomové práce $i_1 = 752,5 \text{ kJ.kg}^{-1}$
[pro kontrolu výpočet: $i_1(p_1, t_{nv}) = 752,537 \text{ kJ.kg}^{-1}$]

$s_1 = s_{2is}$... entropie napájecí vody při izoentropickém stlačení

$$s_1(i_1, p_1) = s_{2is} = 2,1156 \text{ kJ.kg.K}$$

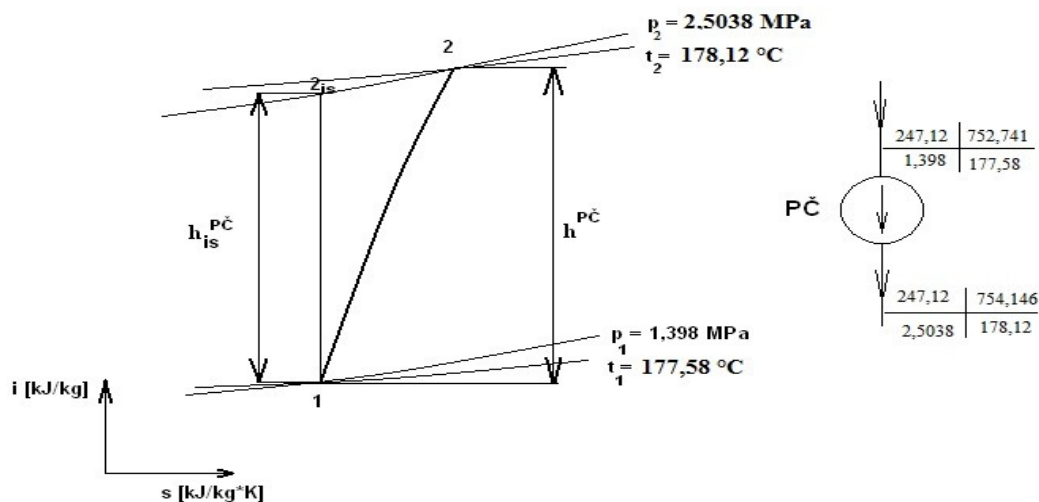
i_{2is} výstupní entalpie při izoentropickém stlačení

$$i_{2is}(s_1 = s_{2is}, p_2) = 754,056 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

i_2 ... vstupní entalpie

$$i_2(p_2, t_{nv2}=177,77^\circ\text{C}) = 754,146 \text{ kJ.kg.K}$$

Znázornění v i-s diagramu



Graf 20 Diagram entropie-entalpie podávacího čerpadla

Izoentropický spád PČ :

$$h_{is}^{PČ} = i_{2is} - i_1 = 754,056 - 752,741 = 1,315 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Skutečný spád PČ :

$$h^{PČ} = i_2 - i_1 = 754,146 - 752,741 = 1,405 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Termodynamická účinnost čerpadla:

$$\eta_{id}^{PČ} = \frac{h_{is}^{PČ}}{h^{PČ}} = \frac{1,315}{1,405} = 0,9359$$

Jmenovitý průtok : (vyjdeme z rovnice pro průtočné množství)

$$\dot{m} = Q \cdot \rho \rightarrow Q = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{247,12}{889,498} = 0,278 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Výkon PČ pak bude:

$$P_{PČ} = h_{is} \cdot \eta_{id} \cdot \dot{m}_v = 1,315 \cdot 0,9359 \cdot 247,12 = 304,146 \text{ kW}$$

Z provozních důvodů přidáme asi 15 % na výkon :

$$P_{PČ} = 1,15 \cdot P_{PČ} = 1,15 \cdot 304,146 = 349,768 \text{ kW}$$

Z tohoto výkonu pak určíme příkon čerpadla na požadované množství napájecí vody:

$$P_{řPČ} = \frac{P_{PČ}}{\eta} = \frac{349,768}{0,9359} = 373,708 \text{ kW}$$

Tlakový rozdíl na PČ: $\Delta p_{pč} = p_2 - p_1 = 2,5038 - 1,398 = 1,1058 \text{ MPa}$

Měrná práce PČ :

$$a_{PČ} = \Delta p / (\rho \cdot \eta_{PČ}) = 1,1058 \cdot 10^6 / (889,498 \cdot 0,805) = 1544,314 \text{ J/kg} = 1,544314 \text{ kJ/kg}$$

$$a_{pč} \equiv \underline{1,544314 \text{ kJ/kg}}$$

Entalpie za PČ :

$$i_2 = i_1 + a_{pč} = 754,056 + 1,544314 = 755,6 \text{ kJ/kg}$$

Z programu zjistíme teplotu t_2 za podávacím čerpadlem : $t_2 (p_2, i_2) = 178,12 \text{ °C}$

Oteplení na podávacím čerpadle tak bude: $\Delta t_{pč} = t_2 - t_1 = 178,12 - 177,58 = 0,54 \text{ °C}$

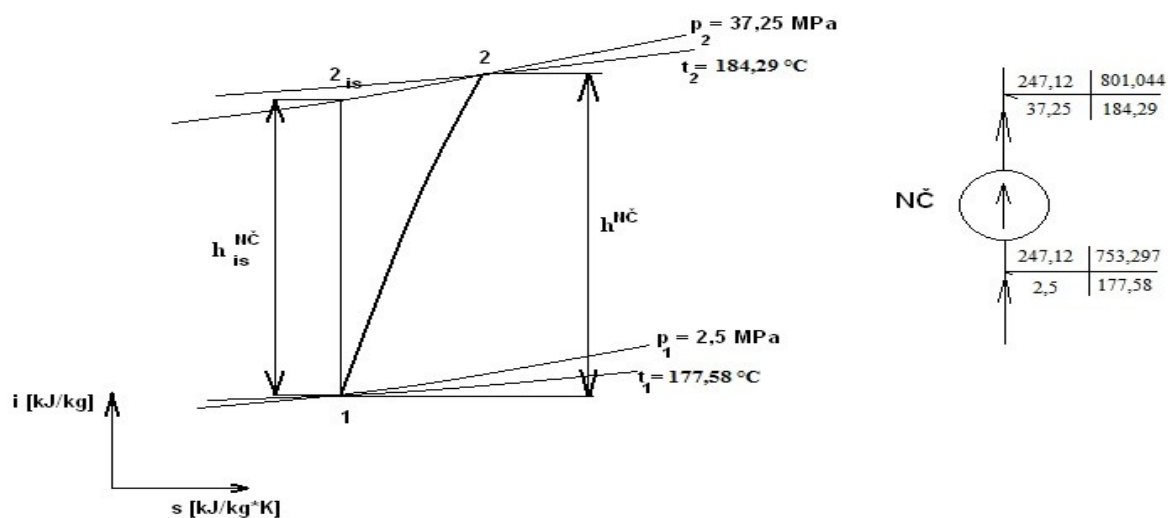
9.2 Výpočet napájecího čerpadla

Hlavní parametr, který určuje technickou realizaci napájecí stanice, je požadované množství napájecí vody do kotle.

Hodnoty potřebné pro výpočet:

| | |
|-----------------------------|---|
| Průtočné množství \dot{m} | $\dot{m} = 247,12 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ |
| Teplota napájecí vody | $T = 177,58^\circ\text{C} = t_{\text{nv}}$ |
| Entalpie napájecí vody | $i = 752,5 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ |
| Tlak na vstupním hrdle NČ | $p_1 = 2,4780 \text{ MPa}$ |
| Tlak na výtlačném hrdle NČ | $p_2 = 37,25 \text{ MPa}$ |
| Příkon napájecího čerpadla | $P_{\text{NČ}} = 21 \text{ kW}$ |

i - s diagram napájecího čerpadla



Graf 21 Diagram entropie-entalpie napájecího čerpadla

Z programu TVVP pro termodynamické parametry vody a vodní páry dopočteme další parametry nutné pro výpočet:

i_1 ... vstupní entalpie napájecí vody do NČ

$s_1 = s_{2is}$... entropie napájecí vody při izentropickém stlačení

i_{2is} ... výstupní entalpie při izentropickém stlačení

$$i_1(p_1, t_1) = 753,297 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$s_1(i_1, p_1) = s_{2is} = 2,1142 \text{ kJ}\cdot\text{kg}\cdot\text{K}$$

$$i_{2is}(s_1 = s_{2is}, p_2) = 792,070 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

Izoentropický spád NČ:

$$h_{is}^{NČ} = i_{2is} - i_1 = 792,070 - 753,297 = 38,773 \text{ kJ/kg}$$

Skutečný spád NČ:

$$h^{NČ} = i_2 - i_1 = 801,044 - 753,297 = 47,747 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Termodynamická účinnost čerpadla:

$$\eta_{td}^{NČ} = \frac{h_{is}^{NČ}}{h^{NČ}} = \frac{38,773}{47,747} = 0,812$$

Jmenovitý průtok: (vyjdeme z rce. pro průtočné množství)

$$\dot{m} = Q \cdot \rho \rightarrow Q = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{247,12}{877,4} = 0,2817 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Výkon NČ pak bude: $P_{NČ} = h_{is}^{NČ} \cdot \eta_{td} \cdot \dot{m} = 38,773 \cdot 0,812 \cdot 247,12 = 7780,735 \text{ kW}$ Z provozních důvodů přidáme asi 15 % na výkon: $P_{NČ} = 1,15 \cdot P_{NČ} = 1,15 \cdot 7780,735 = 8946,845 \text{ kW}$

Z tohoto výkonu pak určíme příkon čerpadla:

$$P_{fNČ} = \frac{P_{NČ}}{\eta} = \frac{8946,845}{0,812} = \underline{\underline{11019,514 \text{ kW}}}$$

Příkon NČ na požadované množství napájecí vody tedy bude: $P_{fNČ} = \mathbf{11\ 019,514 \text{ kW} = 11 \text{ MW}}$.Tlakový rozdíl na NČ: $\Delta p_{NČ} = p_2 - p_1 = 37,25 - 2,478 = 34,772 \text{ MPa}$ Měrná práce NČ:

$$a_{NČ} = \Delta \frac{p}{\rho \cdot \eta_{NČ}} = \frac{34,772}{877,4 \cdot 0,83} = 47,747 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

$$a_{NČ} = \underline{\underline{47,747 \text{ kJ/kg}}}$$

Entalpie za NČ:

$$i_2 = i_1 + a_{NČ} = 753,297 + 47,747 = 801,044 \text{ kJ/kg}$$

Z programu TVVP zjistíme teplotu t_2 za NČ: $t_2 (p_2, i_2) = 184,29 \text{ }^\circ\text{C}$ Oteplení napájecí vody v čerpadle tak bude: $\Delta t_{NČ} = t_2 - t_1 = 184,29 - 177,58 = 6,7 \text{ }^\circ\text{C}$

10 Závěr

V předložené diplomové práci byl sledován průběh poklesu tlaku sytosti vody v NN a jeho vliv na poměry v sacím potrubí napáječky. Bylo stanoveno, že pokles tlaku je dostatečně přesně popsán exponenciální závislostí, takže soustava odplynovák spojený s NN se chová jako soustava 1.řádu. Další fyzikální pochody způsobené rozdílnou teplotní kapacitou parního a vodního prostoru, jakož i nerovnoměrným promícháním vodního objemu, neovlivní přechodový děj tak podstatně, aby bylo nutno model přechodového děje tvořený přenosovou funkcí členu 1.řádu dodatečně opravit. Z toho vycházeli konstruktéři a projektanti při návrhu sacího potrubí k napáječce.

V diplomové práci se porovnávají dvě varianty návrhu sacího potrubí podávacích čerpadel napájecího soustrojí elektrárenského bloku v elektrárně Ledvice 660 MW. Návrhy se od sebe liší zvolenými průměry potrubí; průměr sacího potrubí byl stanoven z podmínek maximální rezervy tlaku kapaliny v potrubí proti tlaku, kdy dochází ke kavitaci. Výpočtová kontrola kavitace vyšla výhodněji v druhé variantě, kde se počítá s menšími průměry potrubí, což rovněž zaručí nižší náklady na výrobu.

Dále je zde probrán neblahý vliv kavitace v potrubních sítích a technologických zařízeních (zejména u napájecích a oběhových čerpadel) s následkem nežádoucího snižování jejich životnosti – proto je velmi důležité, aby se problematikou kavitace nadále zabývalo. Diplomovou práci jsem doplnila o výpočty vhodného podávacího i napájecího čerpadla pro zadané parametry.

Tato diplomová práce pro mě byla velkým přínosem, protože jsem si rozšířila znalosti v oblasti energetických strojů, hlouběji jsem se seznámila s činností a funkcí napájecí stanice v elektrárně Ledvice 660 MW, kterou jsem osobně navštívila.

11 Seznam použitých zdrojů

- [1] NOSKIEVIČ, Jaromír. Kavítace. 1. vydání. Praha: Academia Praha, 1969.
- [2] WIKIPEDIA, Otevřená encyklopedie. Kavítace. <http://cs.wikipedia.org/wiki/Kavitace>
- [3] Škorpík, Jiří. Vodní turbíny a turbočerpádlá [online]. Pokračující zdroj: Transformační technologie, ISSN 1804-8293.
- [4] NOSKIEVIČ, J. Kavítace v hydraulických strojích a zařízeních. První vydání. Praha : SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1989. 336 s. ISBN 80-03-00206-0.
- [5] IBLER, Zbyněk a kol. Technický průvodce energetika. 1.vydání. Praha 2002. BEN – technická literatura. ISBN 80-7300-026-1.
- [6] prof.Ing.LINHART, Jiří, Csc. Mechanika tekutin.2.vydání. Plzeň. ISBN 978-80-7043-766-7.
- [7] Trisobon. Kavítace. <http://www.triboson.com/kavitace.htm>
- [8] <http://www.allforpower.cz/UserFiles/files/2009/sigma309.pdf>
- [9] TLAPA, Jaroslav. Kontrola kavítace napájecích čerpadel. ŠKODA Plzeň, 1982.
- [10] Škoda Power – součástí Doosan Power Systems. Projekční dokumentace ELE Ledvice.
- [11] Křenek, Vladimír Ing. Napájecí stanice pro klasické elektrárenské bloky. Praha, 1977.
- [12] Mikula Julius Doc. Ing. Dr., Csc. Potrubí a armatury. Praha, 1974.
- [13] Oplatka. Über die Auslegung von Speisewasserbehältern und -leitungen in Dampfkraftwerken. Brown Boveri Mitteilungen, Band 46, Nr.7.
- [14] Křenek, Vladimír Ing. Přednášky z předmětu „Projektování energetických centrál“. Plzeň ZČU.
- [15] Sigma Lutín a.s. www.sigmagroup.cz
- [16] Paciga A., Strýček O., Gančo M. Čerpacia technika. Bratislava 1984.

PŘÍLOHA č. 1

Objednávkový list podávacího čerpadla