



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

# NÁVRH ČERPADLA A POTRUBNÍ TRASY PRO ZAJIŠTĚNÍ VYŠŠÍ BEZPEČNOSTI JADERNÉ ELEKTRÁRNY

DESIGN OF A PUMP AND PIPELINE TO ENSURE HIGHER SAFETY OF THE NUCLEAR POWER PLANT

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michal Ošťádal

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2021



# Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav  
Student: **Bc. Michal Ošťádal**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Energetické inženýrství  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.**  
Akademický rok: 2020/21

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

## **Návrh čerpadla a potrubní trasy pro zajištění vyšší bezpečnosti jaderné elektrárny**

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

Práce je zaměřena na řešení havarijních tras chladiva v jaderných elektrárnách. V rámci práce bude posouzena konkrétní potrubní trasa a řešen vliv dílčích prvků na hydrauliku systému. Zpracován bude podrobný hydraulický výpočtový model konkrétní potrubní trasy a posouzeny testované stavy. Práce bude vedena odborným garantem ze společnosti ČEZ.

### **Cíle diplomové práce:**

1. Zpracovat návrh havarijní potrubní trasy chladiva s kyselinou boritou.
2. Zpracovat technickou dokumentaci potrubní trasy chladiva.
3. Zpracovat hydraulický výpočtový model.

### **Seznam doporučené literatury:**

PAVELEK, M., Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 9788021443006.

KUPPAN, T., Heat exchanger design handbook. USA, New York: Taylor and Francis, 2000. ISBN 0-8247-9787-6.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## **ABSTRAKT**

Hlavním cílem diplomové práce je navrhnout hydraulickou část nového potrubního systému, doplněného do stávajícího projektu Jaderné elektrárny Dukovany. Na začátku práce je zpracován teoretický základ pro návrh hydraulické části. V další části je výběr materiálu potrubí pro agresivní chladivo s následným ověřením tloušťky stěny potrubí. Potrubní systém je navržen s konkrétními komponentami od firem SIGMA GROUP a.s., ARAKO spol. s.r.o. a ARMATURY Group a.s. V poslední části je vypracováno a okomentováno hydraulické řešení pomocí programu excel. Potrubní systém je zpracován do výkresové dokumentace včetně kusovníku.

### **Klíčová slova**

Návrh čerpadla, návrh potrubí, potrubní trasa, izometrický výkres, čerpadlo, materiál potrubí, minimální tloušťka stěny trubky, kyselina boritá

## **ABSTRACT**

The main goal of the diploma thesis is to design the hydraulic part of the new piping system, which is added to the existing project of the Dukovany Nuclear Power Plant. At the beginning of the work is theoretical basis for the design of the hydraulic part. The next part is the selection of piping material for aggressive refrigerant with subsequent verification of the pipe wall thickness. The piping system is designed with specific components from the companies SIGMA GROUP a.s., ARAKO spol. s.r.o. and ARMATURY Group a.s. In the last part, hydraulic solution is developed and commented using the excel program. The piping system is processed into the drawing documentation including bill of materials.

### **Key words**

Pump design, piping design, piping route, isometric drawing, pump, piping material, minimum pipe wall thickness, boric acid



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

OŠTÁDAL, Michal. *Návrh čerpadla a potrubní trasy pro zajištění vyšší bezpečnosti jaderné elektrárny* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-04-20]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132267>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.





## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Návrh čerpadla a potrubní trasy pro zajištění vyšší bezpečnosti jaderné elektrárny** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a zdrojů uvedených v seznamu.

---

18.5. 2021

---

*Bc. Michal Ošťádal*



## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Zdeňku Tůmovi a Ing. Ctiradu Ondrákovi za poskytnutí informací při vypracovávání práce, jejich čas a ochotu. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat rodině, zejména svému otci Zdeňku Ošťádalovi za podporu.



## OBSAH

<b>ÚVOD .....</b>	<b>15</b>
<b>1 ZÁKLADNÍ POJMY Z HYDROMECHANIKY .....</b>	<b>16</b>
1.1 Typy proudění .....	16
1.1.1 Stlačitelné a nestlačitelné .....	16
1.1.2 Laminární a turbulentní .....	16
1.1.3 Ustálené a neustálené .....	16
1.1.4 Viskózní a neviskózní .....	16
1.2 Reynoldsovo číslo .....	17
1.3 Hydraulický odpor .....	17
1.3.1 Délkové ztráty – součinitel $\lambda$ .....	18
1.3.2 Místní ztráty .....	21
1.4 Charakteristika potrubí .....	21
1.5 Čerpadla .....	25
1.5.1 Hydrodynamická čerpadla .....	26
1.5.2 Problematika kavitace $NPSH_A$ a $NPSH_R$ .....	27
1.5.3 Paralelní řazení .....	29
1.5.4 Regulace .....	30
<b>2 NÁVRH HAVARIJNÍ POTRUBNÍ TRASY S KYSELINOU BORITOU .....</b>	<b>32</b>
2.1 Koncept ochrany do hloubky .....	32
2.2 Předpoklady pro návrh .....	33
2.3 Popis a geometrie trasy .....	33
2.3.1 Recirkulace .....	34
2.3.2 Ukončení, zaústění trasy .....	34
2.4 Základní návrh potrubní trasy .....	35
2.4.1 Stanovení hustoty pracovní látky .....	35
2.4.2 Stanovení vnitřního průměru potrubí .....	36
2.4.3 Materiál .....	38
2.4.4 Tloušťka stěny potrubí .....	39
<b>3 PŘÍSLUŠENSTVÍ POTRUBNÍHO SYSTÉMU .....</b>	<b>44</b>
3.1 Čerpadlo CUD 3-6. 1-65-5-30-63-FE .....	44
3.2 Šoupátka .....	47
3.2.1 Klínové šoupátko AS 00 od firmy ARMATURY Group a.s. ....	47
3.3 Zpětné armatury .....	48
3.3.1 Zpětná klapka typu A44 od firmy MSA, a.s. Dolní Benešov .....	49
3.4 Filtr .....	50
3.4.1 Filtr C09.2 od firmy ARAKO spol. s.r.o. ....	50
3.5 Škrtící clona – mařič tlakové energie .....	51
3.5.1 Výpočet součinitele místního odporu .....	52
3.6 Pojistný ventil .....	54

3.7	Hydraulické odpory .....	55
3.7.1	Kolena.....	55
3.7.2	T-kusy .....	56
3.7.3	Armatury .....	56
3.7.4	Ostatní odpory .....	57
<b>4</b>	<b>HYDRAULICKÉ ŘEŠENÍ .....</b>	<b>58</b>
4.1	Dodávka do reaktoru .....	58
4.2	Dodávka na podlahu HZ.....	60
4.3	Trasa recirkulace .....	61
4.3.1	Návrh škrťící clony .....	62
4.4	Paralelní chod čerpadel .....	63
4.5	Řešení průniku funkcí v excelu .....	67
<b>5</b>	<b>HYDRAULICKÝ VÝPOČTOVÝ MODEL .....</b>	<b>68</b>
5.1	Manuál a popis .....	68
5.1.1	Úvodní list .....	68
5.1.2	Výpočtový list.....	69
5.1.3	Vysvětlení maker .....	71
5.2	Výsledky.....	72
5.2.1	Neuvažování paralelního chodu .....	73
5.2.2	Uvažování paralelního chodu .....	75
5.2.3	Recirkulace .....	78
	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>79</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....</b>	<b>80</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....</b>	<b>83</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>87</b>

## ÚVOD

V souladu se zadáním skupiny evropských jaderných dozorů ENSREG byly, jako reakce na havárii jaderné elektrárny Fukushima, provedeny zátěžové testy provozovaných jaderných elektráren. V ČR se jednalo o JE Dukovany, která provozuje čtyři reaktory VVER 440, a JE Temelín, která provozuje dva reaktory VVER 1000.

Zátěžové testy podrobně analyzovaly bezpečnostní aspekty jaderných elektráren Dukovany a Temelín z pohledu extrémních vnějších vlivů, zejména jejich odolnost vůči nadprojektovým zemětřesením, záplavám a extrémním klimatickým podmínkám vedoucím ke ztrátě koncového jímače tepla, úplné ztrátě elektrického napájení vlastní spotřeby nebo jejich kombinací.

Cílem zátěžových zkoušek bylo posoudit odolnost stávajících projektů jaderných elektráren vůči těmto extrémním zatížením, posoudit časové rezervy do zlomových momentů nevratného poškození aktivní zóny a navrhnout opatření k posílení jejich celkové robustnosti v podobných extrémních situacích.

Národní zpráva vyústila do závěru, že projektová východiska, která byla založena do konstrukčního řešení obou jaderných elektráren, jsou v souladu s platnou jadernou legislativou ČR a disponují dostatečnými rezervami vůči analyzovaným velmi nepravděpodobným extrémním jevům. Podrobné analýzy chování jaderných elektráren v těchto extrémních podmínkách současně umožnily navrhnout řadu konkrétních technických a administrativních doporučení k dalšímu posílení jejich robustnosti a k oddálení nástupu nevratného poškození jaderného paliva a poškození bariér k zamezení úniku štěpných produktů do prostoru elektrárny a následně do životního prostředí.

Jednou z oblastí s navrženými opatřeními je téma řízení těžkých havárií. Oblast je zaměřena na udržení integrity kontejnmentu, jehož projektovou funkcí je zabránit unikům radioaktivních látek do životního prostředí, případně omezit radiační následky havárie na okolí. Kontejnment tvoří poslední bariéru proti úniku aktivity a je nezávislý na ostatních bariérách.

Pro udržení integrity kontejnmentu v režimech nadprojektových havárií včetně těžké havárie je nutné zabránit jeho přetlakování. V podmínkách EDU je tohoto cíle dosaženo udržením poškozené aktivní zóny v bariéře tlakové nádoby reaktoru v podmínkách odtlakovaného primárního okruhu, ve spolehlivém řešení likvidace pohavarijního vodíku a v dostatečném odvodu tepla z kontejnmentu. S výjimkou pasivního systému likvidace vodíku je pro ostatní funkce udržení integrity kontejnmentu nezbytná dostatečná zásoba vody uvnitř kontejnmentu.

Pro zajištění zásoby vody je navržen nový systém zdroje chladiva nezávislý (nebo s minimální závislostí) na ostatních systémech elektrárny. Systém umožňuje dodávku chladiva do primárního okruhu za účelem oddálení tavení aktivní zóny, resp. zmírnění následků již probíhajícího tavení aktivní zóny. V předložené práci je proveden hydraulický návrh tohoto systému. Systém je tedy určen pro zmírňování nadprojektových následků a těžkých havárií JE.

## 1 ZÁKLADNÍ POJMY Z HYDROMECHANIKY

V této kapitole je nezbytně související teorie pro pochopení dějů v potrubí nebo v potrubních systémech pro následný základní návrh potrubního celku.

### 1.1 Typy proudění

#### 1.1.1 Stlačitelné a nestlačitelné

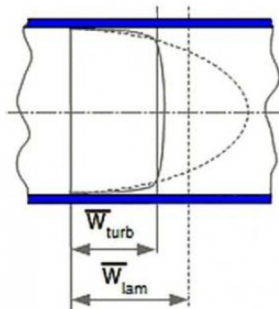
Stlačitelnost je schopnost tekutiny (kapalného nebo plynného skupenství) měnit svůj objem vlivem působení tlaku při konstantní teplotě. Jedná se o termodynamický děj. V závislosti na rychlosti stlačení tekutiny se rozlišuje na izotermický děj (pomalé stlačení) a adiabatický děj (rychlé stlačení). [1]

Dle aplikace se stlačitelnost uvažuje nebo zanedbává. U plynů nelze stlačitelnost zanedbávat, zatímco u kapalin lze. Nicméně třeba u hydraulických tlumičů je stlačitelnost základem jejich fungování. [1]

#### 1.1.2 Laminární a turbulentní

**Laminární proudění** – pro laminární proudění platí pravidelné proudění bez promíchání vrstev. Částice se tedy pohybují paralelně s ostatními. Jedná se o jednodušší proudění a vyskytuje se u menších průtočných kanálů, nižších rychlostech a kapalin s vyšší viskozitou. Rychlostním profilem je parabola viz obrázek 1.1. [2]

**Turbulentní proudění** – pro turbulentní proudění je charakteristický nepravidelný stochastický pohyb částic. Dochází k promíchávání proudů a víření. Rychlostní profil je výrazně zploštělejší oproti parabole viz obrázek 1.1. Rozhraním mezi těmito typy proudění se zabýval anglický fyzik Osborne Reynolds. Reynoldsovo číslo je blíže rozebráno v kapitole 1.2. [2]



Obr. 1.1 Rychlostní profil pro laminární a turbulentní proudění [3]

#### 1.1.3 Ustálené a neustálené

Hlavní rozdíl je v závislosti na čase. Pokud proudění není závislé na čase, tak se jedná o proudění ustálené (stacionární). Naopak, když je závislé na čase, tak se hovoří o proudění neustáleném (nestacionárním). Za neustálené proudění se dá považovat proudění turbulentní. Nicméně i turbulentní proudění se může považovat za ustálené v případě, kdy střední hodnoty tlaku a rychlosti nejsou závislé na čase. [1]

#### 1.1.4 Viskózní a neviskózní

V realitě je každá tekutina viskózní. Při viskózním proudění dochází ke tření a následnému ohřevu tekutiny (roste vnitřní energie tekutiny) – tento proces je nevratný a nazývá se hydraulické tření. Naopak neviskózní tekutina je nazývána ideální, která je navíc nestlačitelná. S ideální tekutinou lze počítat v případě, kdy je nepodstatný vliv viskozity. [1]

Závěr: Pro základní návrh potrubního systému bude uvažováno proudění nestlačitelné, ustálené a viskózní.



## 1.2 Reynoldsovo číslo

Reynoldsovo číslo je bezrozměrná veličina vyjádřená jako poměr setrvačných sil k viskózním (třecím) silám. Používá se především ke kategorizaci proudění (laminární vs. turbulentní).

Matematicky se Reynoldsovo číslo vyjadřuje:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d_h}{\mu} = \frac{v \cdot d_h}{\nu} \quad (1.1)$$

Kde:

$Re$  ... Reynoldsovo číslo [–]

$\rho$  ... hustota tekutiny [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]

$v$  ... střední rychlost v potrubí [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$d_h$  ... charakteristický rozměr [m]

$\mu$  ... dynamická viskozita [ $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ]

$\nu$  ... kinematická viskozita [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ]

Obecně se nedá přesně definovat Reynoldsovo číslo, při kterém dojde k turbulentnímu proudění. Mezi laminárním a turbulentním prouděním je přechodová oblast. Často se v literatuře odkazuje na hodnotu kritického Reynoldsova čísla  $Re_{kr}$ , které je rovno 2320. Experimentálně se zjistilo, že do této hodnoty je vždy laminární proudění pro nejčastěji kruhový průřez. Přesnější je uvažování hodnoty  $Re_{kr}$  jako intervalu od 2320 do 6000. Hodnota  $Re_{kr}$  se odvíjí od řady parametrů, jako jsou geometrie proudu, tlakového spádu, geometrii ohraničující proud apod. [3]

$$Re_{kr} > Re \quad (1.2)$$

Jedná se o laminární proudění

$$Re_{kr} < Re \quad (1.3)$$

Jedná se o turbulentní proudění

## 1.3 Hydraulický odpor

Hydraulický odpor se projevuje jako tlaková ztráta. Prakticky jde o ztrátovou energii vyvolanou třením tekutiny. Při proudění tekutiny lze hydraulický odpor rozdělit na místní a délkový.

Pokles tlaku je možno vyjádřit vztahem:

$$\Delta p = p_z = \frac{\rho \cdot v^2}{2} \left( \xi + \lambda \frac{l}{d} \right) \quad (1.4)$$

Měrnou ztrátovou energii lze formulovat vztahem:

$$Y_z = \frac{p_z}{\rho} = \frac{v^2}{2} \left( \xi + \lambda \frac{l}{d} \right) = gh_z \quad (1.5)$$

Kde:

$\Delta p$  ... tlaková diference [Pa]

$Y_z$  ... měrná ztrátová energie [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$\xi$  ... ztrátový součinitel [-]

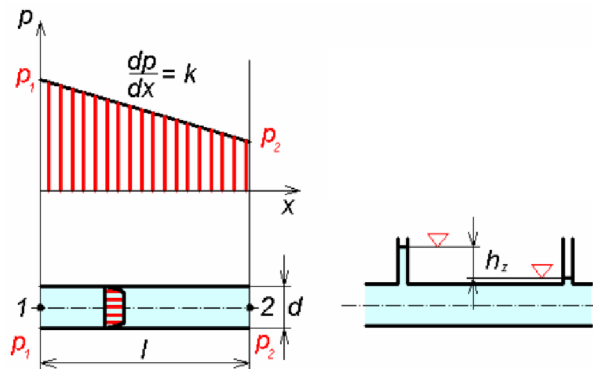
$p_z$  ... tlaková ztráta [Pa]

$h_z$  ... ztrátová výška [m], přímo úměrná tlakové ztrátě

$l$  ... délka [m]

$\lambda$  ... součinitel tření [-]

$v$  ... střední rychlost v potrubí [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]



**Obr. 1.2** Graficky znázorněna tlaková ztráta – ztrátová výška [4]

### 1.3.1 Délkové ztráty – součinitel $\lambda$

Největším problémem délkových ztrát je určení součinitele  $\lambda$ . Nejjednodušším případem je laminární proudění, pro který se dá použít jednoduchý vztah. Složitějším případem je turbulentní proudění. Jeho hodnota závisí především na režimu proudění (Reynoldsově čísle) a drsnosti povrchu. [1]

$$\lambda = f\left(Re, \frac{k}{d}\right) \quad (1.6)$$

Vztah pro relativní drsnost:

$$\varepsilon = \frac{k}{d} \quad (1.7)$$

Kde:

$k$  ... absolutní drsnost potrubí [m]

$\varepsilon$  ... relativní drsnost potrubí [m]

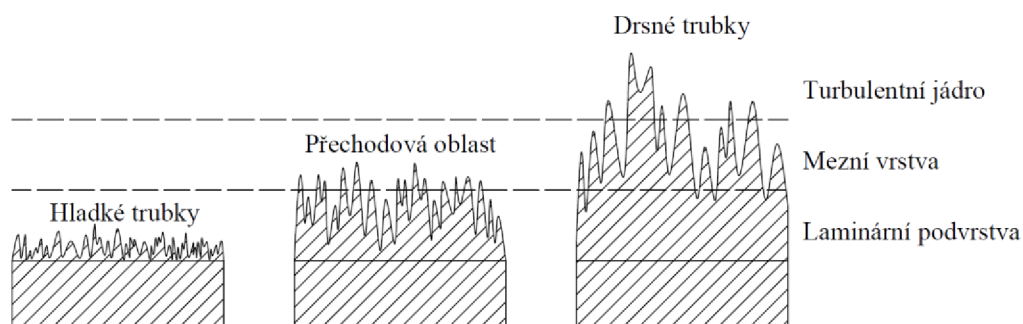
$d$  ... nejčastěji průměr [m]

Nejdříve je potřeba rozlišovat mezi drsnostmi povrchu trubek a jak vlastně drsnost ovlivňuje chování proudění. V blízkosti povrchu se vlivem viskozity tvoří tenká vrstva zpomalené tekutiny – tomuto se říká mezní vrstva. Jak už bylo řečeno, základními režimy proudění jsou laminární, přechodové a turbulentní proudění. Na stejné režimy se může rozdělovat i turbulentní proudění v oblasti povrchu trubky. A právě drsnost trubky ovlivňuje režim proudění. Povrch se

rozděluje na hydraulicky hladký, přechodovou oblast a hydraulicky drsný (lze se setkat i s pojmy – kvadratická oblast nebo automodelná oblast) viz obrázek 1.3. [1] [2]

- **Hydraulicky hladký povrch** – nerovnosti povrchu nepřesahují z laminární podvrstvy. Hodnota součinitele  $\lambda$  pak závisí pouze na Reynoldsově čísle  $\lambda=f(Re)$ . [2]
- **Přechodová oblast** – nerovnosti povrchu vyčnívají z laminární podvrstvy, ale nezasa-  
hují do turbulentního jádra. Hodnota součinitele  $\lambda$  závisí na Reynoldsově čísle a relativní  
drsnosti  $\lambda = f(Re, \epsilon)$ . [2]
- **Hydraulicky drsný povrch** – výčnělky povrchu zasahují do turbulentního jádra, resp.  
tloušťka laminární podvrstvy nezakrývá výčnělky povrchu. Součinitel tření  $\lambda$  pak nezá-  
visí na Reynoldsově čísle, ale jen na relativní drsnosti  $\lambda = f(\epsilon)$ . [2]

Nejlépe lze pochopit tyto pojmy z obrázku 1.3, kde si lze všimnout, jak výčnělky zasahují nebo vyčnívají z příslušných vrstev. Následně v tabulce 1.1 jsou průměrné hodnoty absolutních drsností povrchů. V této tabulce jsou uvedené pouze drsnosti ocelových trubek bezešvých a svařovaných. Pro zajímavost, nejhladší povrchy mají skleněné trubky, plastové trubky a tažené trubky mosazné, měděné a hliníkové [2].



Obr. 1.3 Typy drsností, přepracováno z [1]

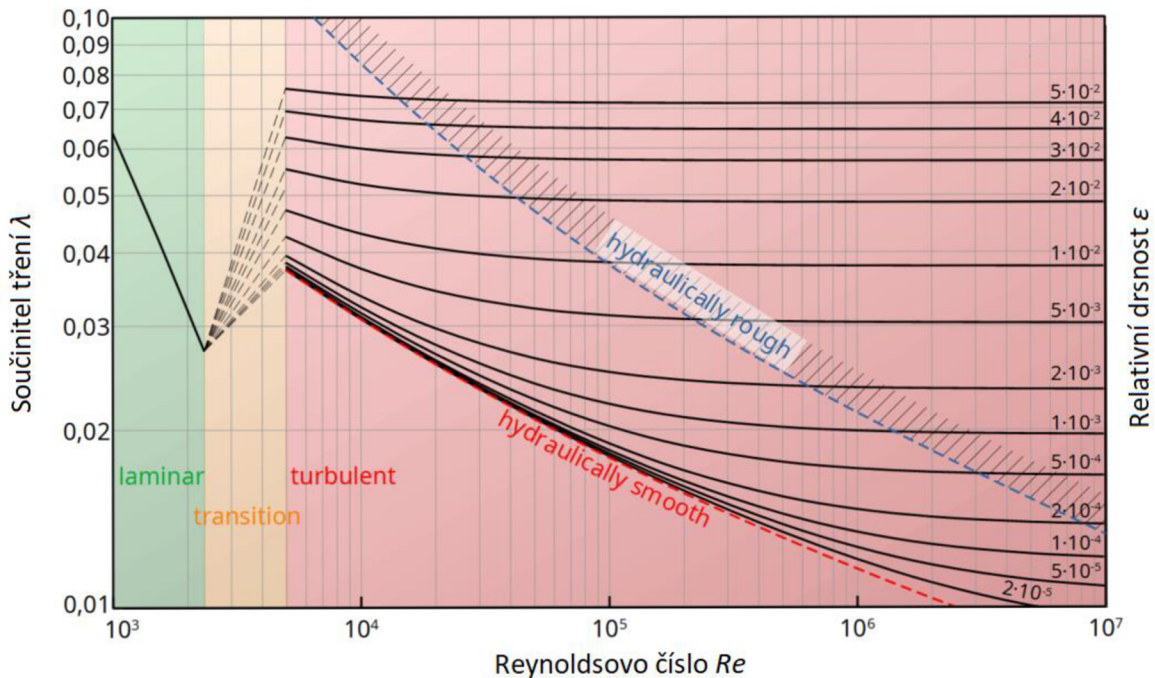
Tab. 1.1 Průměrné hodnoty absolutních drsností trubek nových a používaných [5]

Typ trubky	Stav	Drsnost k [mm]
Ocelové tažené	nové	0,03
	použité vyčištěné středně rezavé s	0,15 až 0,20
	a) malým nánosem usazenin b) velkým nánosem usazenin	do 0,40 do 3,0
Ocelově svařované	nové	do 0,05
	použité vyčištěné středně rezavé s	0,15 až 0,20
	a) malým nánosem usazenin b) velkým nánosem usazenin	1,0 až 1,5 2,0 až 4,0

V následující tabulce jsou uvedeny vztahy pro výpočet součinitele  $\lambda$ . V tabulce si lze všimnout, na kterých veličinách  $\lambda$  závisí u jednotlivých charakterů proudění. Velmi zajímavým vztahem pro přechodovou oblast je Colebrook – Whitův vztah, který je velmi přesný a nejpoužívanější z této oblasti, ale jeho nevýhodou je implicitní vyjádření. Průběhy součinitele  $\lambda$  v závislosti na Reynoldsově čísle a relativní drsnosti vyjadřuje Moodyho diagram viz obrázek 1.4. Na tomto obrázku si lze všimnout oblastí *hydraulically rough* a *hydraulically smooth*, jedná se o zmiňované hydraulicky drsné a hladké potrubí a mezi těmito křivkami je přechodová oblast. Průběhy hodnot  $\lambda$  pro hydraulicky drsné potrubí si je možno všimnout jako vodorovných úseků.

**Tab. 1.2** Rovnice pro výpočet součinitele  $\lambda$  [1]

Charakter proudění	Rovnice	Platnost
Laminární proudění	$\lambda = \frac{64}{Re}$	$Re \leq 2320$
Hydraulicky hladké potrubí <b>Blasius</b>	$\lambda = 0,3164 \cdot Re^{-0,25}$	$Re < 10^5$
Hydraulicky hladké potrubí <b>Herman</b>	$\lambda = 0,0054 + 0,395 \cdot Re^{-0,3}$	$Re < 10^8$
Přechodová oblast <b>Colebrook – White</b>	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left( \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{d \cdot 3,715} \right)$	–
Přechodová oblast <b>Altšul</b>	$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{k}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	$Re > 400 \frac{d}{k}$
Přechodová oblast <b>Frenkel</b>	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left( \frac{k}{3,7 \cdot d} + \left( \frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right)$	–
Přechodová oblast <b>Moody</b>	$\lambda = 0,25 \left[ \log \left( \frac{15}{Re} + \frac{k}{3,7 \cdot d} \right) \right]^{-2}$	$Re < 10^7$
Plně rozvinuté turbulentní proudění <b>Colebrook – White</b>	$\lambda = 0,25 \left( \log \left( 3,715 \frac{d}{k} \right) \right)^{-2}$	$Re > 10^3 \frac{d}{k}$
Plně rozvinuté turbulentní proudění <b>Nikuratz</b>	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \frac{k}{3,71 \cdot d}$	–
	$\lambda = 8 \left[ \left( \frac{8}{Re} \right)^2 + \frac{1}{(A+B)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}}$	
Univerzální vztah <b>Churchill</b>	$A = \left[ 2,457 \cdot \ln \frac{1}{\left( \frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{k}{d}} \right]^{16}$ $B = \left( \frac{37530}{Re} \right)^{16}$	Pro všechny režimy



Obr. 1.4 Moodyho diagram [6]

Závěr: V diplomové práci bude použit Churchillův vztah, protože je univerzální pro všechny režimy proudění.

### 1.3.2 Místní ztráty

Místní ztráty vznikají v oblastech, kde dochází k odtrhávání proudění od pevného povrchu. Následně vzniká víření v dané oblasti – to se nazývá „mrtvá zóna proudění“. Místní ztráty vznikají v místech, kde dochází k nějaké změně směru proudu nebo rychlosti, jako jsou kolena, Y-kusy, T-kusy, armatury, škrťací clony, rozšíření nebo zúžení potrubí, vtoky, výtoky apod. Problematika místních odporů je ve stanovení ztrátového součinitele  $\zeta$  pro danou komponentu. Většinou výrobce experimentálně stanoví její hodnoty a za ni ručí. [1]

Konkrétní hodnoty součinitelů místních odporů jsou uvedeny v kapitole 3.7.

### 1.4 Charakteristika potrubí

Charakteristika potrubí vyjadřuje souvislost mezi hlavními parametry – průtokem a měrnou energií. Při dopravě tekutiny je nutno překonat geodetický rozdíl, rozdíl tlaků a odpory vznikající prouděním tekutiny v potrubí. Pro stanovení energie na dopravu tekutiny se vychází z Bernoulliho rovnice mezi dvěma body. [7]

Vztah pro potřebnou měrnou energii na dopravu tekutiny:

$$Y_p = Y_{BR} + Y_{dyn} \quad (1.8)$$

Potřebná měrná energie bez ztrát v potrubí mezi dvěma body:

$$Y_{BR} = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g \cdot (h_2 - h_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \quad (1.9)$$

Kde:

$\frac{p_2 - p_1}{\rho}$  ... člen měrné tlakové energie

$g \cdot (h_2 - h_1)$  ... člen měrné polohové energie

$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$  ... člen měrné kinetické energie – při čerpání z nádrže do nádrže je relativně nehybná hladina a tento člen je nulový. Nulový není v případech volného výtoku apod.

Dynamická složka:

$$Y_{dyn} = f(Q^n) \quad (1.10)$$

Kde:

$n = 1$  pro laminární proudění

$n = 1,75$  pro hydraulicky hladká proudění

$n = 1,75-2$  pro přechodovou oblast turbulentního proudění

$n = 2$  pro turbulentní proudění

Ve většině technických případů proudění méně vazkých newtonských kapalin je v přechodové a v kvadratické oblasti tzn. že exponent  $n \approx 2$  [8].

Dynamická složka se dá vyjádřit jako ztrátová (rozptýlená) energie:

$$Y_{dyn} = Y_z = g \cdot h_z = \frac{v^2}{2} \left( \sum \xi + \lambda \frac{l}{d} \right) \quad (1.11)$$

Rovnice kontinuity:

$$Q = S \cdot v = konst \quad (1.12)$$

Dynamickou složku lze rozepsat do tvaru s  $Q^2$  dosazením rovnice kontinuity:

$$Y_z = \frac{v^2}{2} \left( \sum \xi + \lambda \frac{l}{d} \right) = \frac{\left(\frac{Q}{S}\right)^2}{2} \left( \sum \xi + \lambda \frac{l}{d} \right) \quad (1.13)$$

Po úpravě finální vztah:

$$Y_z = \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d^4} \left( \sum \xi + \lambda \frac{l}{d} \right) = a \cdot Q^2 \quad (1.14)$$

Kde:

$h_z$  ... ztrátová výška [m]

$v$  ... střední rychlost v potrubí [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$\zeta$  ... součinitel místního odporu [-]

$\lambda$  ... součinitel tření [-]

$l$  ... délka potrubí [m]

$d$  ... průměr potrubí [m]

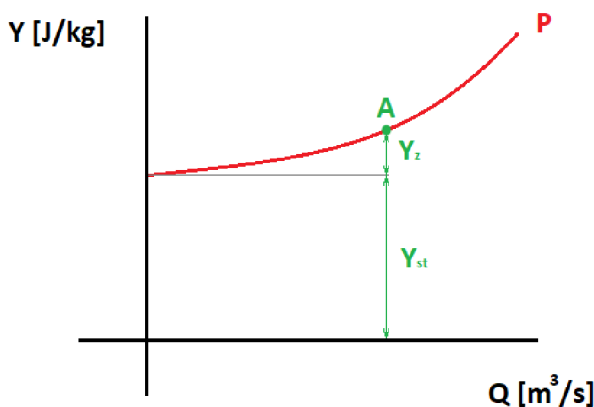
$a$  ... konstanta [ $\text{m}^{-4}$ ]

$S$  ... plocha průtočného průřezu [ $\text{m}^2$ ]

$Q$  ... objemový průtok [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ]

Pozn.: Tyto vztahy lze použít vždy pro část potrubí, ve kterém je konstantní průměr. Následně se pracuje s těmito vztahy podle pravidel řešení potrubních řádů (sériové a paralelní napojení).

Na obrázku 1.5 je znázorněna charakteristika potrubí označena P. Z grafu vyplývá, že pokud bude pracovním bodem bod A, tak mu odpovídá měrná energie, která je součtem statické a ztrátové měrné energie. Také z grafu vyplývá, že statická měrná energie je vždy konstantní, ale ztrátová měrná energie se mění v závislosti na průtoku.



Obr. 1.5 Charakteristika potrubí

### Složený potrubní systém

V potrubních systémech se běžně vyskytují dvě základní skupiny, těmi jsou sériové a paralelní napojení. Nejsložitějším systémem je kombinace těchto dvou napojení tedy sérioparalelní. Důležitým pojmem v této problematice je uzel, ve kterém dochází ke spojení dvou a více úseků. U řešení potrubních systému lze použít obdobu Kirchhoffových zákonů z elektrických obvodů. [7]

#### a) Sériové napojení

Potrubní systém se běžně skládá z více průměrů. Změna průměru může být opodstatněna z mnoha důvodů. Sériové řazení je popsáno těmito vztahy. [7]

Pro průtok platí:

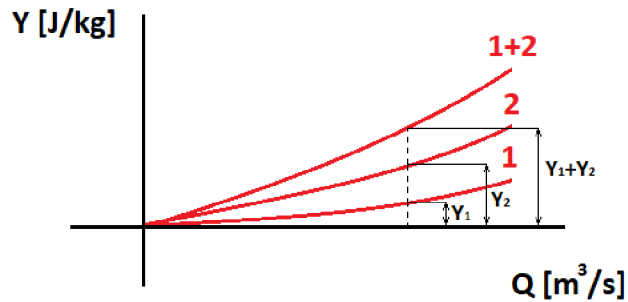
$$Q = Q_1 = Q_2 = \dots Q_n \quad (1.15)$$

Pro měrné energie platí:

$$Y = Y_1 + Y_2 + \dots Y_n \quad (1.16)$$



**Obr. 1.6** Sériové napojení,  
přepřacováno z [1]



**Obr. 1.7** Charakteristika potrubí  
v sériovém napojení, přepřacováno z [1]

Obecně platí, že s menším průměrem rostou ztráty, což demonstrují obrázky 1.6 a 1.7. Dále lze vidět, že systém 1+2 má nulovou statickou složku. V případě nenulové statické složky, by se křivka 1+2 posunula ve vertikálním směru.

### b) Paralelní napojení

Nastává, když se větev rozvětňuje v uzlu na dvě a více větví. U tohoto typu mohou nastat dvě varianty. V prvním případě viz. obrázek 1.8 se větve spojí ve stejném místě. V druhém případě se větve vůbec nepotkávají a ústí do míst nejčastěji s různými koncovými parametry.

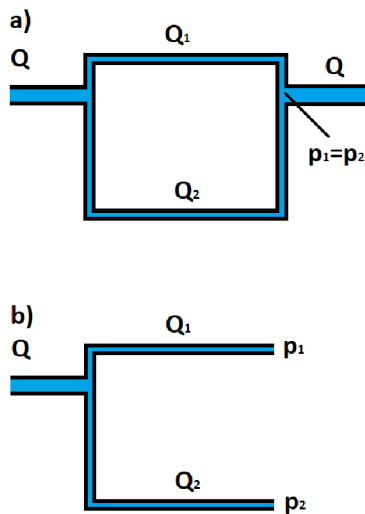
Pro průtoky paralelního řádu platí:

$$Q = Q_1 + Q_2 + \dots Q_n \quad (1.17)$$

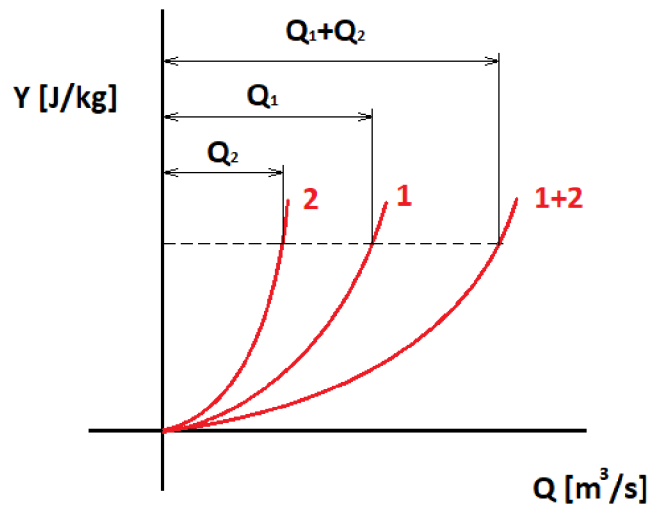
Pro měrné energie platí:

$$Y = Y_1 = Y_2 = \dots Y_n \quad (1.18)$$





**Obr. 1.8** Paralelní zapojení  
a) spojené ve stejném uzlu  
b) konce s různými parametry  
námět z [1]



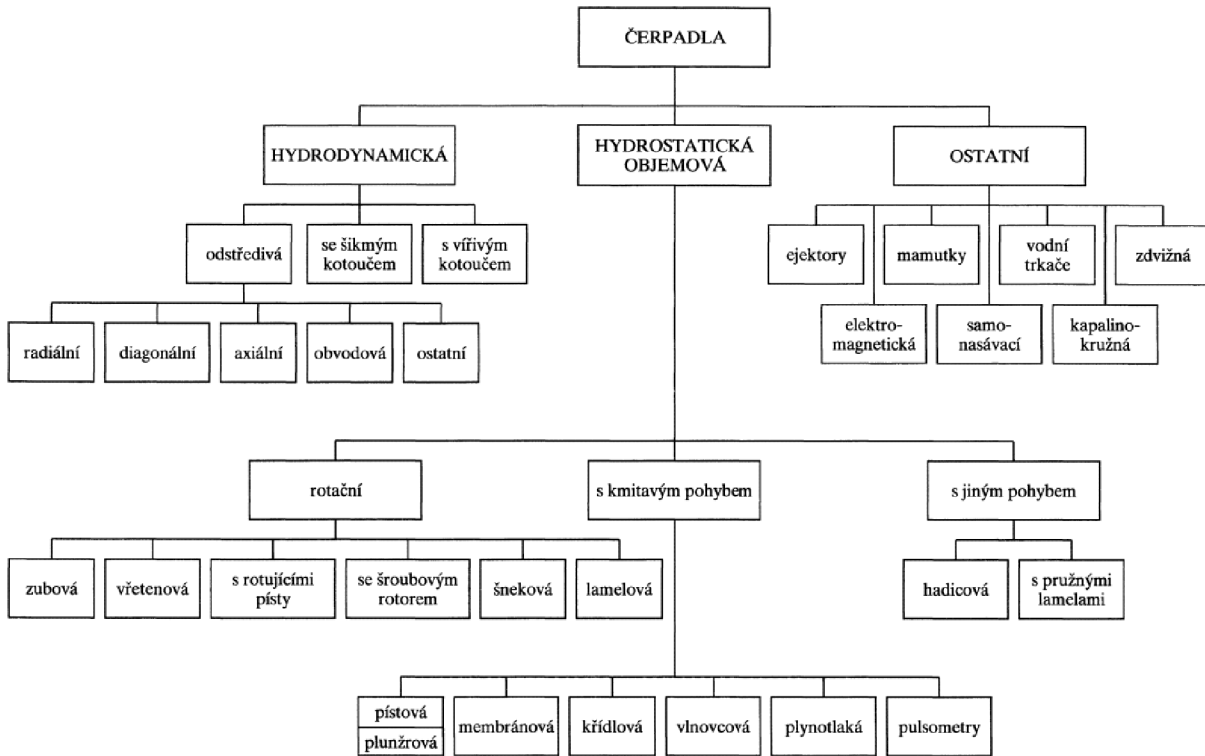
**Obr. 1.9** Charakteristika potrubí  
v paralelním zapojení, přepracováno z [1]

**Pozn.:** Z obrázku 1.9 lze vidět, že dochází k průtoku oběma větvemi, kde ve větvi s průtokem  $Q_2$  jsou vyšší ztráty. Pokud se větve spojí do stejného uzlu, tak bude docházet k rozdělení průtoku viz obrázek 1.8 a). V případě obrázku 1.8 b) vůbec k rozdělení nemusí dojít, pokud jeden z tlaků bude podstatně vyšší.

## 1.5 Čerpadla

Nejdříve je potřeba si stanovit, jaký typ čerpadla je vhodný pro dané zadání. Základními parametry pro určení čerpadla jsou průtok  $Q$  a měrná energie  $Y$  (popř. dopravní výška  $H$ ). Přídruženými parametry jsou otáčky  $n$ , příkon  $P_2$ , účinnost  $\eta$  a kavitační faktor  $NPSH_R$ . Čerpadla lze rozdělit na hydrostatická a hydrodynamická viz obrázek 1.10. Každý typ má své optimální oblasti použití. Obecně lze tvrdit, že v oblasti vysokých tlaků a nízkých průtoků jsou efektivnější hydrostatická čerpadla, a naopak u nízkých tlaků a vysokých průtoků hydrodynamická čerpadla. [8]

Konkrétně v řešeném systému se nachází dvě čerpadla, přičemž hmotnostní průtok čerpadlem je zadán  $85 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ . Požadavky jsou na dodávku kapaliny do aktivní zóny, přičemž nesmí dojít ke zvýšení tlaku nad 2,5 MPa. V druhém případě je dodávka s volným výtokem na podlahu hermetické zóny s maximálním tlakem 350 kPa. Tlak v hermetické zóně se předpokládá v rozmezí od 200 do 250 kPa.



Obr. 1.10 Základní rozdělení čerpadel [9]

U čerpadel je velmi důležitým parametrem výkon čerpadla, také znám pod názvem hydraulický výkon.

$$P_h = P_1 = \rho \cdot Q \cdot Y = \rho \cdot Q \cdot g \cdot H \quad (1.19)$$

Pro návrh čerpadla je hodnota výkonu nedostačující, a proto je nutno zavést pojem příkon čerpadla.

$$P_2 = \frac{P_1}{\eta} \quad (1.20)$$

Kde:

$P_1$  ... hydraulický výkon, resp. výkon čerpadla [W]

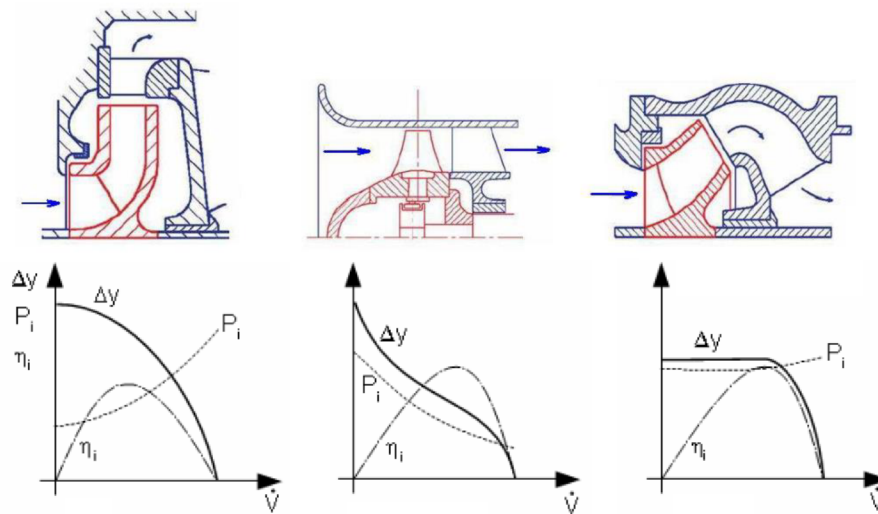
$P_2$  ... příkon čerpadla, resp. výkon elektromotoru [W]

$H$  ... dopravní výška [m]

$\eta$  ... účinnost čerpadla [-]

### 1.5.1 Hydrodynamická čerpadla

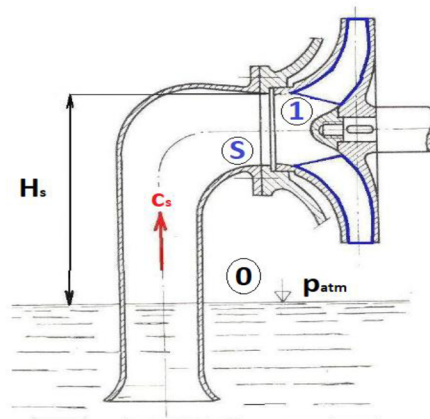
Oběžné kolo je poháněno nejčastěji elektromotorem. V oběžném kole kapalina získá kinetickou energii. Následně jde kapalina na difuzor (spirálová skříň) nebo rozvaděč, kde se přemění část kinetické energie na tlakovou. Podle tvaru oběžného kola se hydrodynamická čerpadla dělí na radiální, axiální a diagonální a podle polohy hřídele vertikální, horizontální a šikmo uložená. [7] [8]



**Obr. 1.11** Typy čerpadel a jejich charakteristiky  
vlevo – radiální, uprostřed – axiální, vpravo – diagonální  
obrázky [2]; grafy [10]

### 1.5.2 Problematika kavitace $NPSH_A$ a $NPSH_R$

U čerpací techniky se vyskytuje problém kavitace. K tomuto jevu dochází především na vstupu do oběžného kola. Pokud tlak na vstupu do čerpadla poklesne pod tlak nasycených par, tak nastává odpaření kapaliny a vznikají parní bublinky. Následně jsou bublinky strhávány proudem, kde je již vyšší tlak. Bublinky poté zanikají a nahrazuje je voda o vysoké rychlosti. Pokud se tento jev děje v blízkosti povrchu, tak může dojít k jeho poškození. [2] [10]



**Obr. 1.12** Schéma sacíhopotrubí čerpadla [2]

Aby nenastala kavitace musí platit vztah:

$$p_1 > p_v \quad (1.21)$$

Kde:

$p_1$  ... tlak na vstupu do oběžného kola [Pa]

$p_v$  ... tlak sytých par [Pa]

Bernoulliho rovnice mezi body 0-1 [2]:

$$\frac{p_0}{\rho} + \frac{c_0^2}{2} + gH_0 = \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + gH_s + gh_z \quad (1.22)$$

Po upravení rovnice 1.22 se získává vztah:

$$\frac{p_{atm}}{\rho} = \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + gH_s + gh_z \quad (1.23)$$

Po upravení rovnice 1.23 lze psát vztah pro čistou pozitivní sací výšku k dispozici  $NPSH_A$  (Net Positive Suction Head Available) [11]:

$$NPSH_A = \frac{p_{atm} - p_v}{g\rho} - \frac{c_1^2}{2g} - H_s - h_z \quad (1.24)$$

Kde:

$H_s$  ... sací výška [m]

$h_z$  ... ztrátová (třecí) výška [m]

$c_1$  ... rychlost proudění na začátku oběžného kola [ $m \cdot s^{-1}$ ]

**Pozn.:** Sací výška  $H_s$  může být záporná i kladná. V situovaném obrázku 1.12 je v rovnici 1.24 korektní znaménko. Pokud by hladina byla nad osou čerpadla, tak by se hodnota  $H_s$  přičítala.

$\frac{c_1^2}{2g}$  vyjadřuje pokles tlaku nikoliv vlivem ztrát, ale vlivem zvýšení rychlosti, tento člen se velmi často opomíná

$p_v$  tlak sytých par je vždy nutno dosazovat pro konkrétní teplotu

Nyní je potřeba definovat požadovanou čistou sací výšku  $NPSH_R$  (Net Positive Suction Head Required). Tato hodnota je obdržena od výrobce, která byla nejpravděpodobněji změřena. [11] Dále k této hodnotě výrobce přidává procentuální nebo konstantní rezervu, aby zákazník skutečně provozoval čerpadlo mimo oblast kavitace.

Pro konkrétní sací potrubí se vždy musí určit její hodnota  $NPSH_A$ . Tuto hodnotu výrobce čerpadel pochopitelně nemůže stanovit. Po stanovení  $NPSH_A$  se její hodnota porovnává s hodnotou  $NPSH_R$  od výrobce.  $NPSH_A$  musí být vždy vyšší. Je několik způsobů, jak zvýšit tuto hodnotu. Obecně se čerpadla instalují co nejnižší to jen jde, protože vzroste hodnota  $H_s$ . Dále platí, že  $p_v$  vzrůstá s vyšší teplotou kapaliny, a proto je vhodnější čerpat kapalinu o nižší teplotě. Dalším charakteristickým znakem sacího potrubí je jeho větší průměr než u výtlačného potrubí. Dělá se to kvůli nižším ztrátám na sací straně. Pokud by byly dodrženy tyto zásady navrhování a vycházel by vznik kavitace, tak je řešením podávací čerpadlo, které by pracovalo při nižších otáčkách (hodnota  $NPSH_R$  roste s otáčkami čerpadla viz rovnice 1.34). [11]

Důležité je již zmiňované porovnání hodnot  $NPSH_R$  a  $NPSH_A$ . Pro zamezení kavitace musí být zajištěná dostatečná rezerva, která se nejčastěji vyjadřuje násobkem. [11]

$$\frac{NPSH_A}{NPSH_R} = 1,1 \div 2,5 \quad (1.25)$$

Dalším vyjádřením potřebné rezervy je konstantní rezerva vyjádřená v metrech. [10]

$$NPSH_A \approx NPSH_R + \Delta h \quad (1.26)$$

Kde:

$\Delta h$  ... bezpečnostní zvýšení výšky [m], u hydrodynamických čerpadel je tato hodnota  $\Delta h$  velmi individuální. Zdroj [10] uvádí hodnotu 0,6 m a zdroj [11] 1,5 m.

### 1.5.3 Paralelní řazení

Existují 2 základní typy řazení čerpadel: sériové (za sebou) a paralelní (vedle sebe). V této diplomové práci se nachází jen paralelní zapojení, proto sériové nebude popisováno.

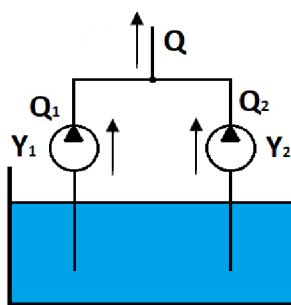
Paralelní řazení se používá v systémech, kde jsou různé požadavky na dodávku průtoku v širokých mezích. Důležitým požadavkem tohoto řazení je co nejkratší a nejjednodušší sací potrubí. Za čerpadlo se umísťuje zpětná klapka. Velmi často se při paralelním řazení dávají stejná čerpadla, ale není to podmínkou. [8]

Pro průtoky platí:

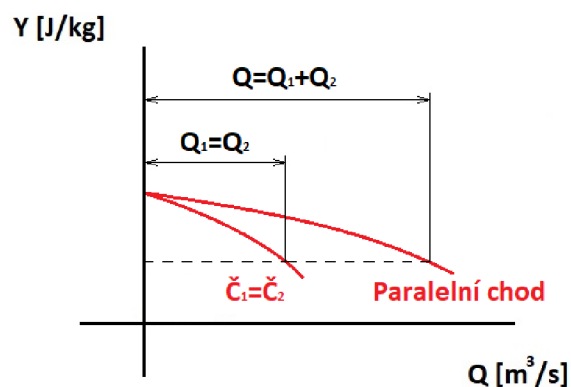
$$Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n \quad (1.27)$$

V místě spojení výtlaků je měrná energie stejná:

$$Y_{\check{c}} = Y_1 = Y_2 = \dots = Y_n \quad (1.28)$$



Obr. 1.13 Schéma paralelního řazení, přepracováno z [7]



Obr. 1.14 Charakteristika paralelního chodu dvou stejných čerpadel, přepracováno z [7]

### 1.5.4 Regulace

Pracovní bod lze regulovat na straně potrubí a na straně čerpadla. Regulací lze rozumět úpravu charakteristiky potrubí nebo charakteristiky čerpadla. Na straně potrubí se používá regulace změnou odporu armatury (škrcením) nebo obtokem. Nicméně v této práci se neuvažuje o regulaci na straně potrubí. Charakteristiku hydrodynamického čerpadla lze regulovat čtyřmi způsoby: změnou otáček čerpadla, natáčením lopatek oběžného kola, natáčením lopatek předrozváděče a zmenšením průměru oběžného kola. [8]

Na regulaci tohoto systému se využije regulace změnou otáček elektromotoru, resp. čerpadla pomocí frekvenčního měniče. Změnou otáček čerpadla se mění parametry: průtok  $Q$ , měrná energie  $Y$ , příkon  $P_2$  a moment  $M$ . Znáмым parametrům  $Q$ ,  $Y$ ,  $P_2$ ,  $M$  při otáčkách  $n$  odpovídají nové parametry  $Q^+$ ,  $Y^+$ ,  $P_2^+$ ,  $M^+$  při otáčkách  $n^+$ . Nové parametry lze vyjádřit pomocí afinních vztahů [8, s. 99]. Při odvozování těchto afinních stavů byly zavedeny předpoklady:

- podobnost rychlostních trojúhelníků ( $\alpha = \alpha^+$ ,  $\beta = \beta^+$ )
- hydraulické, mechanické a objemové ztráty zůstanou beze změny ( $\eta = \eta^+$ )
- čerpaná kapalina je stejná ( $\rho = \rho^+$ ,  $\nu = \nu^+$ )

Poměr průtoků:

$$\frac{Q}{Q^+} = \frac{n}{n^+} \quad (1.29)$$

Poměr měrných energií:

$$\frac{Y}{Y^+} = \left(\frac{n}{n^+}\right)^2 \quad (1.30)$$

Poměr příkonů:

$$\frac{P_2}{P_2^+} = \left(\frac{n}{n^+}\right)^3 \quad (1.31)$$

Poměr momentů:

$$\frac{M}{M^+} = \left(\frac{n}{n^+}\right)^2 \quad (1.32)$$

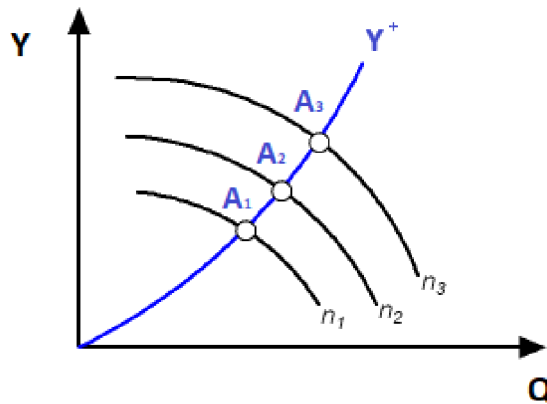
Závislost mezi  $Y$ ,  $Q$  a  $Y^+$ ,  $Q^+$  vyjadřuje vztah tzv. afinní podobnostní parabola. Na této afinní parabole leží body, které mají stejnou účinnost pro různé otáčky.

$$Y^+ = \frac{Y}{(Q)^2} \cdot Q^{+2} = k \cdot Q^{+2} \quad (1.33)$$

Pro poměr  $NPSH_R$  platí [12]:

$$\frac{NPSH_R}{NPSH_R^+} = \left(\frac{n}{n^+}\right)^2 \quad (1.34)$$

Graficky znázorněná regulace změnou otáček je na obrázku 1.15, kde křivka  $Y^+$  je afinní parabola a křivky  $n_1$ ,  $n_2$  a  $n_3$  jsou charakteristiky čerpadla při různých otáčkách a platí  $n_1 < n_2 < n_3$ . Body  $A_1$ ,  $A_2$  a  $A_3$  jsou pak body se stejnou účinností při různých otáčkách.



**Obr. 1.15** Charakteristiky hydrodynamického čerpadla při různých otáčkách, upraveno dle [13]

Pozn.: Afinní vztahy lze využít v případech  $0,5n < n^+ < 2n$ . Čím menší rozdíl mezi  $n$  a  $n^+$  bude, tím přesněji budou přepočítané parametry. Nejčastěji je výrobcem zaslaná charakteristika s maximálními a minimálními otáčkami, tedy pracovní oblastí. Každý výrobce pak doporučuje se pohybovat v této pracovní oblasti.

## 2 NÁVRH HAVARIJNÍ POTRUBNÍ TRASY S KYSELINOU BORITOU

Potrubní trasa má sloužit při těžkých haváriích Jaderné elektrárny Dukovany. Hlavní funkcí tohoto potrubí je doplňování chladiva na postižený reaktorový blok, aby byl zajištěn dostatečný odvod tepla z aktivní zóny. První funkcí je dodávka chladiva na podlahu hermetické zóny a druhou je zaplavení aktivní zóny pro zmírnění následků těžké havárie případně pro její oddálení.

### 2.1 Koncept ochrany do hloubky

Koncept ochrany do hloubky se skládá z několika nezávislých úrovní sloužící k zabránění vzniku možnosti ozáření pracovníků a obyvatelstva, šíření ionizujícího záření a úniku radioaktivních látek do životního prostředí. [14]

Koncept ochrany do hloubky (pro který se vžil mezinárodní název "defence in depth"), procházel vývojem a z původního tříступňového konceptu se po radiačních haváriích na JE Three Mile Island (USA, 1979), Tchernobyl (Ukrajina, dříve SSSR, 1986) a Fukushima (Japonsko 2011) stal koncept s pěti úrovněmi. Např. pokud selžou opatření první úrovně, tak se přechází na opatření druhé úrovně apod.

*První úroveň* ochrany do hloubky má za cíl prevenci vůči selhání provozních systémů. Patří sem už prvotní opatření jako výběr vhodné lokality s nízkou seismickou aktivitou, konzervativní způsob projektování s bezpečnostními rezervami do dosažení mezních stavů. Dále sem patří údržba, vysoká jakost výroby a bezpečné řízení chodu elektrárny. [14]

Selháním první úrovně dochází ke vzniku abnormální situace. Selháním se rozumí zafungování opatření *druhé úrovně*. Vystává požadavek na co nejrychlejší obnovu podmínek normálního provozu. Do druhé úrovně patří například pojistné ventily, které zamezují zvýšení tlaku v primárním a sekundárním okruhu, omezení na maximální výkon reaktoru a maximální teploty na výstupu z aktivní zóny. [14]

Z hlediska pravděpodobnosti se nedá snížit výskyt závažnější nehody na nulu. Po selhání prvních dvou úrovní je cílem *třetí úrovně* zajistit dostatečné chlazení aktivní zóny a zabránit tak jejímu tavení. Sem patří například havárie spojená se ztrátou a únikem chladiva. [14]

V případě *čtvrté úrovně* se nepodařilo v předchozích třech úrovních zvládnout poruchový stav bloku a dochází k poškození aktivní zóny. Úkolem této úrovně je zabránění úniku radioaktivních látek do životního prostředí. To se docílí opatřeními chránící kontejnment, což je poslední bariéra. Kontejnment by měl být dimenzován s rezervou, aby si zachoval svou integritu i při uvolnění veškeré tlakové a tepelné energie. [14]

Pokud selže čtvrtá úroveň, což je velmi nepravděpodobné, ale ne nereálné, tak je cílem *páté úrovně* zajistit bezpečí obyvatelstva a životního prostředí, aby nedošlo k překročení nadlimitního ozáření. [14]

**Pozn.:** Navrhovaný systém v diplomové práci se řadí do čtvrté úrovně. Systém nouzového zdroje chladiva zmírňuje následky těžké havárie, případně je oddaluje a poskytuje zásobu vody na podlahu kontejnmentu pro činnost systémů určených pro řešení některých těžkých havárií.



## 2.2 Předpoklady pro návrh

Hlavní předpoklady:

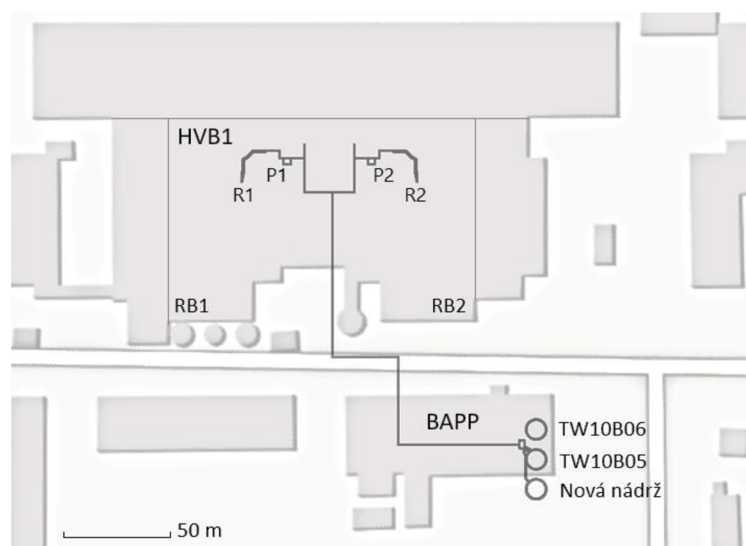
- Nepředpokládá se, že by na obou blocích došlo k souběhu vzniku těžké havárie.
- Doplnění chladiva je realizováno jedním čerpadlem, kde druhé čerpadlo slouží jako 100% záloha.
- Doplnění chladiva do reaktorového bloku bude, buď dodávka do reaktoru, nebo doplnění chladiva na podlahu hermetické zóny. Nepředpokládá se, že by tyto procesy probíhaly zároveň.

Pozn.: Je nutno prověřit, zda v případě současně probíhajících těžkých havárií lze doplnění chladiva realizovat paralelním chodem čerpadel na oba bloky zároveň.

## 2.3 Popis a geometrie trasy

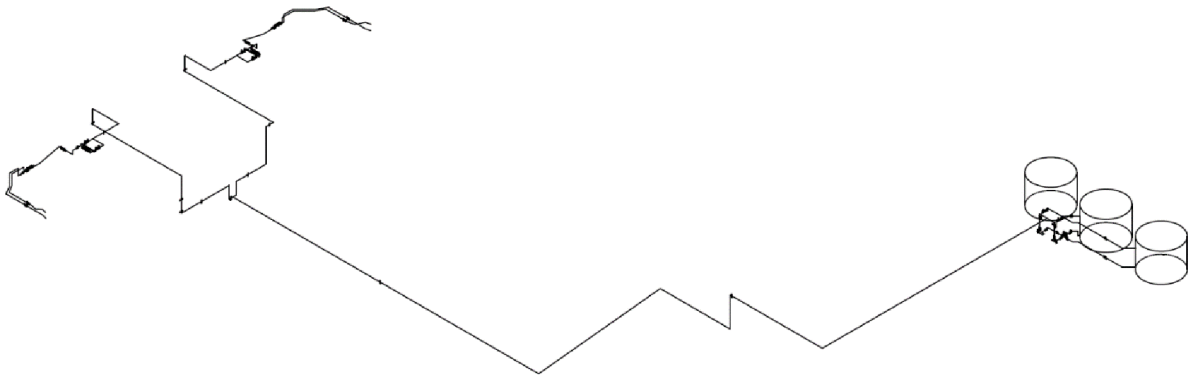
Původní koncepce vycházela s využitím nádrží TW10B05 (nádrž aktivního zahuštěného koncentrátu o objemu 550 m<sup>3</sup>) a TW10B06 (nádrž aktivního zahuštěného koncentrátu o objemu 460 m<sup>3</sup>). Nádrže se nachází v budově aktivních pomocných provozů (BAPP 801/1–01). V průběhu řešení zadání vyplynulo, že nádrž TW10B06 nelze z provozních důvodů uvolnit, ale lze využít nádrž TW30B01 (sedimentační nádrž). V této nádrži je přibližně 200 tun sedimentu. Vyčištění sedimentační nádrže by bylo příliš nákladné a levnější variantou je postavit novou nádrž vedle budovy aktivních pomocných provozů. Pracovními nádržemi systému budou nádrž TW10B05 a nová nádrž, která bude ve venkovním prostředí a zhotovena jako dvouplášťová.

Délka trasy do reaktoru je 370 nebo 390 metrů v závislosti na tom, která nádrž bude využita. Délka trasy na podlahu je 320 nebo 340 metrů opět v závislosti na použité nádrži. Požadavkem zadání je také návrh trasy recirkulace, aby mohla být ověřována provozuschopnost čerpadel. Délky jednotlivých tras recirkulací jsou 18 nebo 54 metrů. Na obrázku 2.1 je znázorněna potrubní trasa s půdorysem jednotlivých budov v měřítku a na obrázku 2.2 je znázorněna trasa ve 3D v měřítku.



HVB – hlavní výrobní blok; RB – reaktorový blok; BAPP – budova aktivních pomocných provozů; R – reaktor; P – podlaha

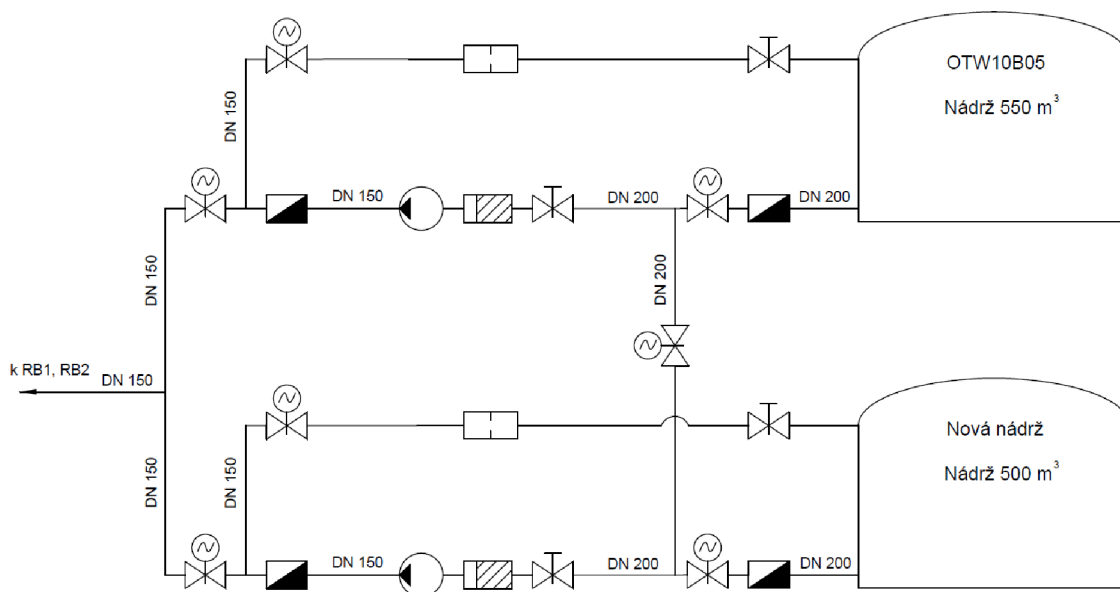
**Obr. 2.1** Potrubní trasa – půdorys



Obr. 2.2 Potrubní trasa v měřítku

### 2.3.1 Recirkulace

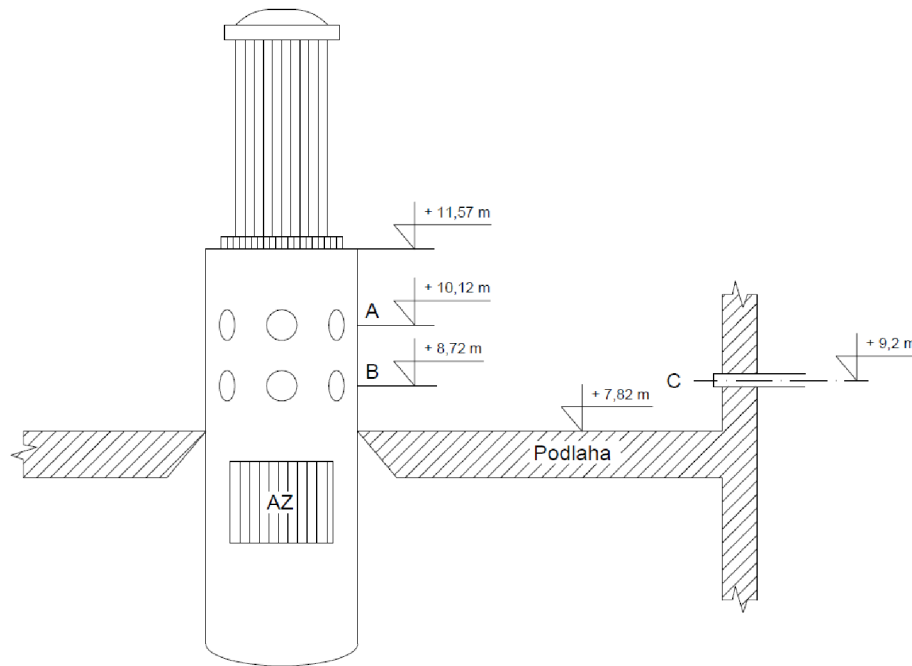
Z hlediska důležitosti tohoto havarijního systému pro potlačení těžkých havárií je nutné ověřovat provozuschopnost čerpadel. Pro tento účel je do potrubní trasy každého čerpadla navržena trasa recirkulace, která bude sloužit ke zkušebním chodům čerpadel. Na obrázku 2.3 je znázorněno schéma recirkulace. Lze na něm vidět propojení mezi nádržemi v případě selhání funkčnosti čerpadla.



Obr. 2.3 Schéma recirkulace

### 2.3.2 Ukončení, zaústění trasy

Hlavní funkcí potrubní trasy je chlazení aktivní zóny (AZ) a zaplavení podlahy hermetického boxu. Na obrázku 2.4 jsou schematicky znázorněny body A a B. Jedná se o výstupy z trasy od hydroakumulátorů. Na tuto trasu se napojuje nová potrubní trasa. Výstup C slouží ke sprchování podlahy. Na obrázku jsou také zobrazeny příslušné výškové kóty.



Obr. 2.4 Schematicky znázorněný konec trasy

## 2.4 Základní návrh potrubní trasy

Tato kapitola se zabývá základními výpočty především z oblasti pracovní látky, materiálu a pevnosti trubek.

### 2.4.1 Stanovení hustoty pracovní látky

Pracovní látkou je voda s kyselinou boritou. Není zcela rozhodnuto, jaká teplota bude v nádržích, ale bude se pohybovat v rozmezí od 20 do 40 °C. Výhodou 20 °C je, že nebude potřeba vytápět nádrže. Značnou nevýhodou je teplotní rozdíl mezi 20 °C chladivem a kapalinou v primárním okruhu nebo teplotou v hermetické zóně (při havárii se očekává 127 °C). Výpočet je navrhnut pro teplotu chladiva 40 °C.

Hustota vody při 40 °C:

$$\rho_{H_2O}(t = 40^\circ C) = 992,2243 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (2.1)$$

Hustota kyseliny borité (nachází se v pevném skupenství):

$$\rho_{H_3BO_3} = 1,435 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} = 1435 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (2.2)$$

Chladivo je směs vody a kyseliny borité. Koncentrace kyseliny borité je 14 g na 1 kg vody. Hmotnost vody, ve které se pak rozpouští kyselina boritá je 1 kg.

$$m_{H_2O} = 1000 \text{ g} \quad (2.3)$$

Pomocí hmotnostních zlomků a jednotlivých hustot lze vyjádřit hustotu směsi. Nejdříve se definují jednotlivé hmotnosti a následně hmotnostní zlomky.

Hmotnost kyseliny borité:

$$m_{H_3BO_3} = 14 \text{ g} \quad (2.4)$$

Celková hmotnost:

$$m_c = m_{H_3BO_3} + m_{H_2O} = 1014 \text{ g} \quad (2.5)$$

Hmotnostní zlomek kyseliny borité:

$$\omega_{H_3BO_3} = \frac{m_{H_3BO_3}}{m_c} = 0,01381 \quad (2.6)$$

Hmotnostní zlomek vody:

$$\omega_{H_2O} = \frac{m_{H_2O}}{m_c} = 0,98619 \quad (2.7)$$

Pak hustota směsi:

$$\rho = \omega_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O} + \omega_{H_3BO_3} \cdot \rho_{H_3BO_3} = 998,34 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (2.8)$$

Kde:

$\rho$  ... hustota směsi [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]

$\rho_{H_2O}$  ... hustota vody [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]

$\rho_{H_3BO_3}$  ... hustota kyseliny borité [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]

$m_c$  ... celková hmotnost [kg]

$m_{H_2O}$  ... hmotnost vody [kg]

$m_{H_3BO_3}$  ... hmotnost kyseliny borité [kg]

$\omega_{H_2O}$  ... hmotnostní zlomek vody [-]

$\omega_{H_3BO_3}$  ... hmotnostní zlomek vody [-]

#### 2.4.2 Stanovení vnitřního průměru potrubí

Výpočet vnitřního průměru vychází z požadovaného průtoku čerpadlem a doporučených rychlostí na sání a výtlačku z čerpadla. Požadovaný hmotnostní průtok je  $85 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ . V některých případech by měl dosahovat až  $100 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ . Systém bude navržen na  $85 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$  s ohledem na zvýšení průtoku.

Hmotnostní tok:

$$\dot{m} = 85 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1} = 0,0236\bar{1} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.9)$$

Rovnice kontinuity:

$$Q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v \quad (2.10)$$

Přepočet hmotnostního toku na objemový tok:

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} = 0,02365 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.11)$$

Vztah pro výpočet vnitřního průměru:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} \quad (2.12)$$

Kde:

$\dot{m}$  ... hmotnostní tok [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$Q$  ... objemový tok [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$d$  ... průměr potrubí [m]

$v$  ... střední rychlost [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

Ve vzorci pro výpočet vnitřního průměru je další neznámou střední rychlost  $v$ . Z technické praxe jsou doporučeny rychlosti v sacím a výtlačném potrubí. Doporučená rychlost v sacím potrubí pro odstředivá čerpadla se pohybuje v rozmezí od  $0,5$  do  $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  a pro výtlačné potrubí  $1$  až  $2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  [15]. Doporučená rychlost v potrubí je od  $0,5$  do  $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  [15] a dle [5] je  $1$  až  $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Rychlosti jsou voleny na spodních hranicích z důvodu možného zvýšení průtoku na  $100 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ . Dále také z důvodu snížení tlakových ztrát především na sání s ohledem na kavitaci.

Volba rychlosti na sání:

$$v_{na \text{ sání}} = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.13)$$

Volba rychlosti na výtlačku

$$v_{na \text{ výtlačku}} = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.14)$$

Pak dosazením rychlostí do vztahu 2.12 vychází průměry:

$$d_{na \text{ sání}} = 0,2454 \text{ m} \quad (2.15)$$

$$d_{na \text{ výtlačku}} = 0,1735 \text{ m} \quad (2.16)$$

Dalším krokem je výběr jmenovité světlosti DN podle vypočítaných průměrů. DN trubky je volena jako nejbližší nižší, aby došlo ke zvýšení zvolené rychlosti, a tedy hodnota rychlosti byla v intervalu doporučených hodnot. Rozměry trubek jsou vybrány s ohledem na agresivitu pracovní látky z normy ČSN 13 1022 – svařované a bezešvé trubky z oceli třídy 17 pro potrubí.

V tabulce 2.1 je názorný přehled postupu volby DN pro odpovídající jmenovitý tlak PN.

Rychlosti jsou přepočítány podle vztahu 2.12 ve tvaru:

$$v_{skut} = \frac{4 \cdot Q_{obj}}{\pi \cdot d^2} \quad (2.17)$$

**Tab. 2.1** Přehled rychlostí pro zvolené průměry potrubí

Název	Vnitřní	Jmenovitá	Vnější	Vnitřní	Skutečné rychlosti	
	vypočítaný průměr [mm]	světlost DN [-]	průměr trubky $D$ [mm]	průměr trubky $d$ [mm]	Průtok $85 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]	Průtok $100 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]
Sání	245,4	200	219	214 (PN 10)	0,658	0,774
Výtlak	173,5	150	159	149 (PN 40)	1,356	1,596

### Výroba trubek

Trubky se vyrábí dvěma základními způsoby. Podle předností a nedostatků způsoby výroby se volí mezi trubkami bezešvými a svařovanými, přičemž hlavní rozhodující faktor bývá nejčastěji cena.

- **Bezešvé trubky** – bezešvé ocelové trubky se vyrábí válcováním za tepla a za studena nebo redukováním za tepla a za studena. Kvalita trubky samotné je vyšší oproti svařovaným trubkám kvůli tomu, že trubka nemá žádný svar. Nicméně tyto trubky jsou podstatně dražší. [16]
- **Svařované trubky** – svařované trubky se vyrábí z pásu oceli, který se zakruží a podélně svaří nejčastěji pomocí svářecího automatu. Svar je oboustranný a neměl by se odlišovat, co se týče vlastností, od původního materiálu. Hlavní výhodou této metody výroby je cena. Podle technologie výroby lze trubky dělit na hladké, kalibrované a přesné tažené za studena. [16] Omezujícím faktorem výroby svařovaných trubek je tloušťka plechu, protože tlustý pás plechu se špatně ohýbá.

#### 2.4.3 Materiál

Obecné vlastnosti a požadavky na materiál [15]:

- materiál musí mít náležitě vlastnosti během provozu, tzn. dostatečnou tažnost a houževnatost materiálu,
- odolnost vůči prostředí, dobré mechanické a chemické vlastnosti, které se během stanovené životnosti zařízení výrazně nezmění,
- nesmí se zásadně projevit stárnutí materiálu,
- dobře zpracovatelný odpovídající technologií výroby trubek.

Za těchto předpokladů se pro výrobu potrubí a armatur nepoužívají oceli vyrobené Thomasovým způsobem a jinak oceli neuklidněné. Požaduje se ocel odolná vůči korozi (ocel získává svou korozivzdornost, pokud se do železa přimíchá alespoň 10,5 % Cr [17]), dobře svařitelná s dobrými mechanickými vlastnostmi. Za těchto podmínek je vybrána ocel austenitická, která se hojně používá v potrubářské praxi a je nejvýznamnější ze skupiny korozivzdorných ocelí.

**Způsob výroby oceli a trubek**

Dle [18] je způsob výroby oceli na výrobcí, přičemž trubky jsou zhotoveny ze za studena nebo za tepla válcovaného plechu nebo pásu. Následně jsou podélně tavně svařeny pomocí laserového paprsku, oblouku nebo elektronového paprsku, nebo kombinací jmenovaných. Pro stanovení tloušťky stěny potrubí je potřeba znát, z jaké konkrétní austenitické oceli bude potrubí vyrobeno. Složení a mechanické vlastnosti vybrané oceli ČSN 17249 (další označení dle DIN W. Nr. 1.4307 a dle DIN X2CrNi18-9) jsou v tabulce 2.2 a 2.3.

**Tab. 2.2** Chemické složení austenitické oceli ČSN 17249, v hmotnostních % [18]

C max.	Si max.	Mn max.	P max.	S max.	N	Cr	Ni
0,030	1,00	2,00	0,045	0,015	≤ 0,10	17,5 až 19,5	8,0 až 10,5

Pozn.: Pro svařování trubek bez přídavného materiálu musí platit, že součet fosforu a síry dohromady dá maximálně 0,040 %.

**Tab. 2.3** Mechanické vlastnosti po rozpouštěcím žháním pro ocel ČSN 17249 [18]

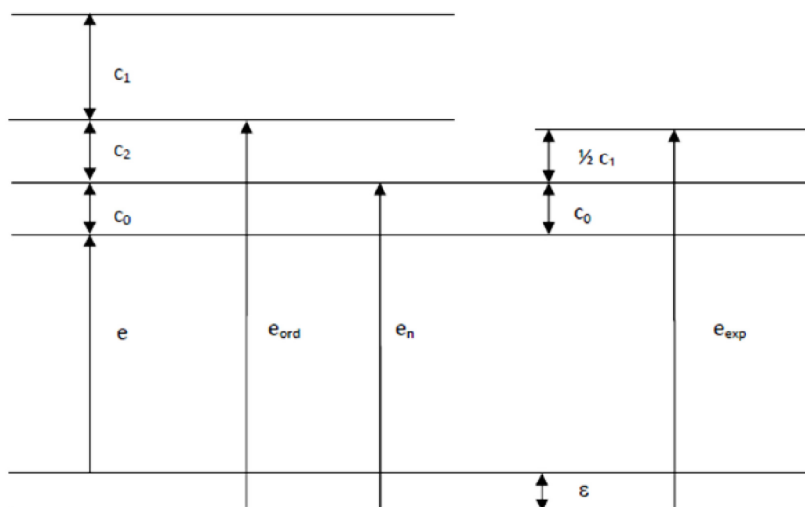
Teplota <i>T</i> [°C]	Smluvní mez kluzu $R_{p0,2t}$ min [MPa]	$R_{p1,0t}$ min [MPa]	Pevnost v tahu $R_m$ [MPa]	Tažnost A min [%]	
				l	t
20	180	215	470–670	40	35
50	165	200			
100	147	181			
150	132	162			

Pozn.: l = v podélném směru, t = v příčném směru

**2.4.4 Tloušťka stěny potrubí**

V navrhovaném potrubním systému je celkem 5 rozdílných typů trubek, z toho 1 typ je součástí stávajícího projektu. Pro každou trubku je nutné stanovit minimální tloušťku stěny a posoudit, zda je i s přídavky menší než zvolená výrobní tloušťka.

Pro tloušťku stěny potrubí se rozlišuje mezi několika veličinami, které je potřeba nejdříve definovat viz obrázek 2.5. Je nutné zvolit mezi objednávkou s průměrnou tloušťkou stěny (kde tloušťka stěny může jít i do záporných tolerancí) nebo objednávkou s minimální tloušťkou stěny (pouze plus tolerance). [19] Bude uvažována plus tolerance.



**Obr. 2.5** Tloušťka při objednávce s minimální tloušťkou stěny a pouze plus tolerancí [19]

Kde:

$e$  ... minimální požadovaná tloušťka pro odolání tlaku bez přídavků [mm]

$c_0$  ... korozní a erozní přídavek [mm]

$c_1$  ... kladná hodnota odchylky poskytnutá výrobcem potrubí [mm]

$c_2$  ... přídavek pro možné zmenšení tloušťky během výroby [mm]

$\varepsilon$  ... přídavná tloušťka plynoucí z výběru objednané tloušťky  $e_{ord}$  [mm]

$e_{ord}$  ... objednaná tloušťka (kde  $c_2$  je často rovna nule např. přímá trubka) [mm]

$e_n$  ... jmenovitá tloušťka [mm]

$e_{exp}$  ... očekávaná (průměrná) tloušťka stěny [mm]

### Součinitel hodnoty spoje $z$

Součinitel hodnoty spoje neboli součinitel svarového spoje se musí uvažovat při výpočtu minimální tloušťky stěny trubky. Uvažuje se u tupých svarů, jiných než obvodových, např. u svařovaných trubek. [19]

**Pozn.:** Pro bezešvé trubky se tento součinitel neuvažuje a je roven 1. [19]

**Tab. 2.4** Součinitel svarového spoje  $z$  [19]

$z$	Popis
1	zařízení podrobena destruktivnímu a nedestruktivnímu zkoušení, a přitom nevykazuje žádné vady
0,85	zařízení podrobena namátkovému zkoušení
0,7	zařízení podrobena vizuální kontrole

Podle [20] je hodnota svarového spoje pro svařované trubky nad DN 50 rovna  $z = 0,9$ . Dále se uvádí, že tloušťka stěny trubky se zvětší o přídavky  $c_0$  (přídavek na erozi) a  $c_2$  (přídavek na nepřesnost výroby).



Hodnoty přídavek [20]:

- Přídavek na erozi – jeho volba je velmi individuální  $c_0 = 1 \text{ mm}$
- Přídavek na výrobní nepřesnost  $c_2$  je procentuální podíl z celkové tloušťky

Pro bezešvé trubky	$t \leq 4,5 \text{ mm} \dots 12,5 \% t$
	$t > 4,5 \text{ mm} \dots 10 \% t$
Svařovaná trubka	$t \leq 6 \text{ mm} \dots 10 \% t$
	$t > 6 \text{ mm} \dots \text{podle ČSN 42 5315}$

### Dovolené namáhání $f$

Dovolené namáhání je další potřebnou veličinou pro určení tloušťky trubky. Hodnota dovoleného namáhání je závislá na mechanických vlastnostech materiálu. Především kvůli dobré svařitelnosti a odolnosti vůči korozi byla zvolena austenitická ocel ČSN 17249.

Podle [18] je tažnost austenitické oceli ČSN 17249  $A_l = 40 \%$  v podélném směru a  $A_t = 35 \%$  v příčném směru. Pokud  $A \geq 35 \%$ , tak lze psát vztah pro dovolené namáhání viz [19, s. 26] rovnice (5.2.2-1):

$$f = \frac{R_{p1,0t}}{1,5} \quad (2.18)$$

Vztah pro výpočet minimální tloušťky stěny **pro přímou trubku** podle [19, s. 28] vyjadřuje rovnice (6.1-1) za podmínky  $D_o/D_i \leq 1,7$ :

$$e = \frac{p_c D_o}{2f \cdot z + p_c} \quad (2.19)$$

Kde:

- $p_c \dots$  výpočtový tlak [MPa]
- $D_o \dots$  vnější průměr potrubí [m]
- $D_i \dots$  vnitřní průměr potrubí [m]
- $z \dots$  součinitel hodnoty spoje [-]
- $f \dots$  dovolené namáhání [MPa]
- $R_{p1,0t} \dots$  smluvní mez kluzu při teplotě  $t$  [MPa]

### Názorný výpočet pro přímou svařovanou trubku DN 150 PN 40 pro výpočtovou teplotu 50 °C:

Dovolené namáhání:

$$f = \frac{R_{p1,0t}}{1,5} = \frac{200}{1,5} = 133,3\bar{3} \text{ MPa} \quad (2.20)$$

Minimální tloušťka trubky bez přídavek:

$$e = \frac{p_c D_o}{2f \cdot z + p_c} = \frac{3,43 \cdot 0,159}{2 \cdot 133,3\bar{3} \cdot 0,9 + 3,43} = 2,14 \text{ mm} \quad (2.21)$$

Pak přídatná tloušťka:

$$\varepsilon = e_{ord} - e + c_0 + c_1 + c_2 \quad (2.22)$$

$$\varepsilon = 5 - 2,14 - 1 - 0 - \frac{5 \cdot 10}{100} = 1,36 \text{ mm}$$

Příčemž musí platit:

$$e_{ord} \geq e + c_0 + c_1 + c_2 \quad (2.23)$$

**Tab. 2.5** Tabulkový přehled ověření tloušťky potrubí

Veličina	Značení	Svařovaná trubka			Bezešvá trubka	Jednotka
Jmenovitý tlak	PN	10	10	40	160	[-]
Jmenovitá světlost	DN	200	150	150	150	[-]
Vnější průměr	$D_o$	219	159	159	159	[mm]
Vnitřní průměr	$D_i$	214	154	149	134	[mm]
Objednaná tloušťka	$e_{ord}$	2,5	2,5	5	12,5	[mm]
Zkušební tlak	$p_z$	1,3	1,3	5,2	17,2	[MPa]
Výpočtový tlak	$p_c$	0,86	0,86	3,43	13,7	[MPa]
Minimální tloušťka stěny	$e$	0,78	0,57	2,24	7,77	[mm]
Přídavek na erozi	$c_0$	1	1	1	1	[mm]
Kladná hodnota odchylky	$c_1$	-	-	-	-	[mm]
Přídavek na nepřesnost výroby	$c_2$	0,25	0,25	0,5	1,25	[mm]
Tloušťka stěny s přídavky	$e+c_0+c_1+c_2$	2,03	1,82	3,74	10,02	[mm]
Přídatná tloušťka	$\varepsilon$	0,47	0,68	1,26	2,48	[mm]
Podmínka		$e_{ord} > e+c_0+c_1+c_2$				

Výpočet minimální tloušťky stěny **pro ohyby** na vnější a vnitřní straně potrubí bez přídavků a tolerancí se spočítá podle [19, s. 29] rovnice (6.2.3-1) a (6.2.3-2).

Minimální tloušťka stěny na vnitřní straně:

$$e_{int} = e \cdot \frac{\frac{R}{D_0} - 0,25}{\frac{R}{D_0} - 0,5} \quad (2.24)$$

Minimální tloušťka stěny na vnější straně:

$$e_{ext} = e \cdot \frac{\frac{R}{D_0} + 0,25}{\frac{R}{D_0} + 0,5} \quad (2.25)$$

Kde:

$e_{int}$  ... minimální požadovaná tloušťka bez přídavků a tolerancí na vnitřní straně ohybu

$e_{ext}$  ... minimální požadovaná tloušťka bez přídavků a tolerancí na vnější straně ohybu

$R$  ... poloměr ohybu nebo oblouku, normovaný rozměr podle [21]

Pozn.: Hodnota  $e$  je stejná jako pro přímou trubku

**Názorný výpočet minimální tloušťky stěny pro potrubní oblouk nebo ohyb DN 150 PN 40 pro výpočtovou teplotu 50 °C:**

Minimální tloušťka stěny na vnitřní straně:

$$e_{int} = e \cdot \frac{\frac{R}{D_0} - 0,25}{\frac{R}{D_0} - 0,5} = 2,24 \cdot \frac{\frac{229}{159} - 0,25}{\frac{229}{159} - 0,5} = 2,703 \text{ mm} \quad (2.26)$$

Minimální tloušťka stěny na vnější straně:

$$e_{ext} = e \cdot \frac{\frac{R}{D_0} + 0,25}{\frac{R}{D_0} + 0,5} = 2,24 \cdot \frac{\frac{229}{159} + 0,25}{\frac{229}{159} + 0,5} = 1,860 \text{ mm} \quad (2.27)$$

**Tab. 2.6** Minimální tloušťka stěny u ohybů nebo oblouků

Veličina	Značení	Svařovaná trubka			Bezešvá trubka	Jednotka
Jmenovitý tlak	PN	10	10	40	160	[-]
Jmenovitá světlost	DN	200	150	150	150	[-]
Vnější průměr	$D_o$	219	159	159	159	[mm]
Poloměr středového úhlu	$R$	305	229	229	229	[mm]
Tloušťka na vnitřní straně	$e_{int}$	0,953	0,685	2,703	9,389	[mm]
Tloušťka na vnější straně	$e_{ext}$	0,646	0,471	1,860	6,461	[mm]

### 3 PŘÍSLUŠENSTVÍ POTRUBNÍHO SYSTÉMU

V kapitole jsou popsány konkrétně vybrané nebo doporučené komponenty.

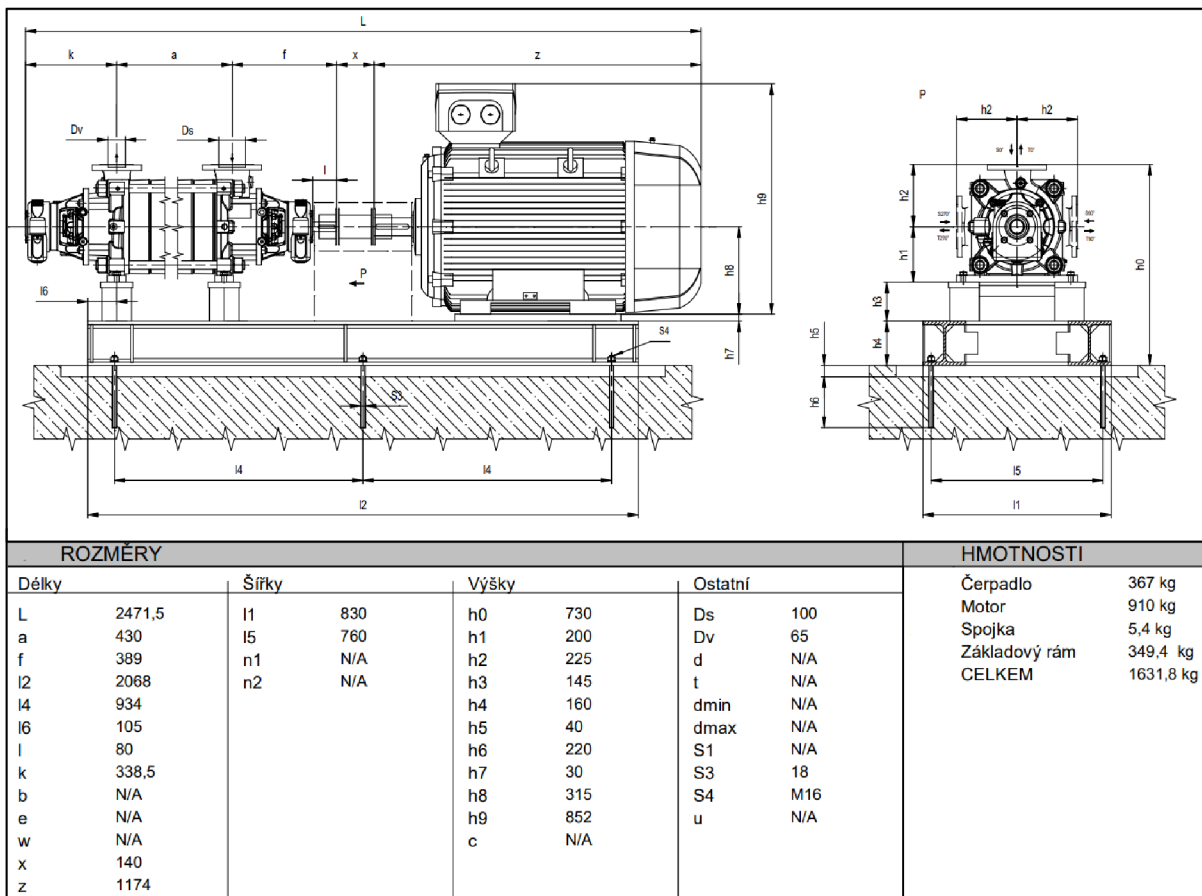
#### 3.1 Čerpadlo CUD 3-6. 1-65-5-30-63-FE

Jedná se o odstředivé horizontální článkové čerpadlo s oboustranně podepřeným rotorem. Toto čerpadlo lze použít k čerpání čistých i mírně znečištěných kapalin, horké vody i kondenzátu, mazacích i pohonných látek. Na obrázku 3.1 je model čerpadla. Výrobce tohoto čerpadla je firma SIGMA GROUP a.s.



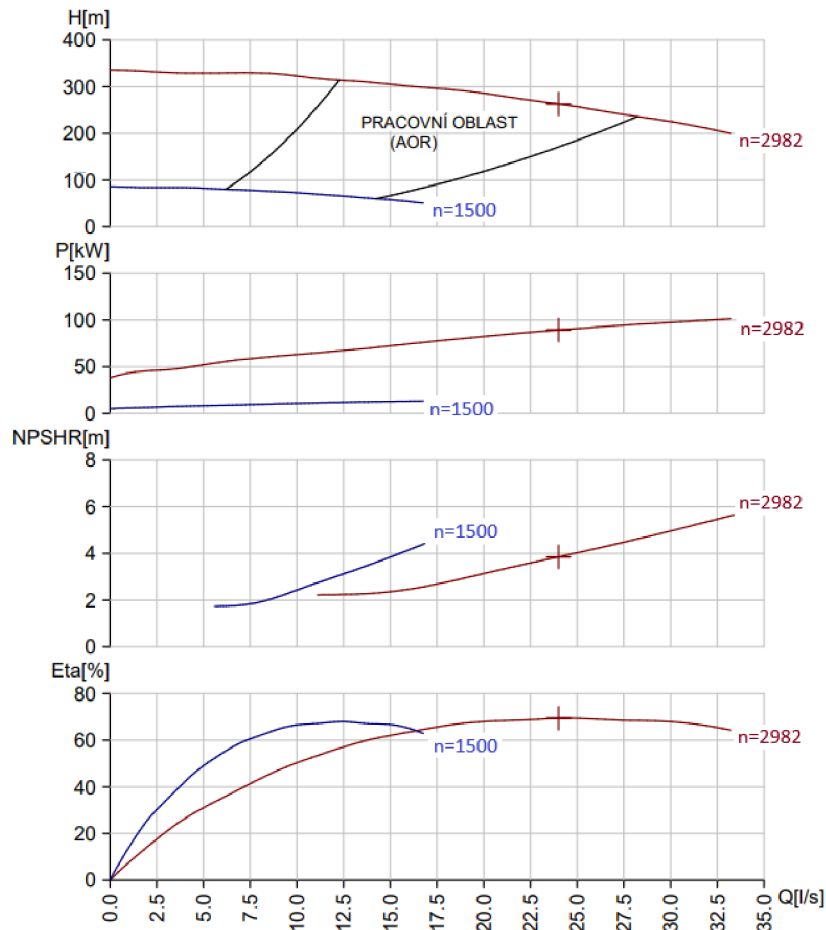
Obr. 3.1 Model čerpadla [22]

V následujícím obrázku je schématický výkres čerpadla s tabulkou, ve které jsou příslušné rozměry. Důležitou kótou jsou výšky  $h_1 + h_3 + h_4 = 505$  mm. Podle této výšky byla volena i výška sacího a výtlačného potrubí od podlahy, resp. dna nádrže.

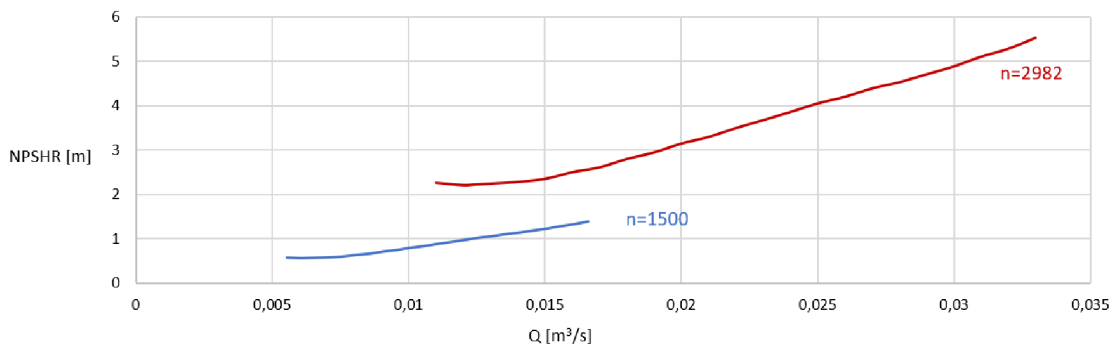


Obr. 3.2 Schématický výkres s rozměrovou tabulkou

Na následujícím obrázku jsou charakteristiky čerpadla zaslané výrobcem SIGMA GROUP a.s. Přepočty jednotlivých charakteristik pro rozdílné otáčky lze dělat podle afinních vztahů uvedených v kapitole 1.5.4. Z grafu si lze všimnout, že pracovní oblast končí cca při průtoku  $28,4 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$  ( $\approx 102 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ ). Porovnáním zaslaných charakteristik od výrobce a charakteristik přepočítaných pomocí afinních vztahů se zjistilo, že jsou všechny velmi podobné až na charakteristiku  $NPSH_R$  viz obrázek 3.3 a 3.4.

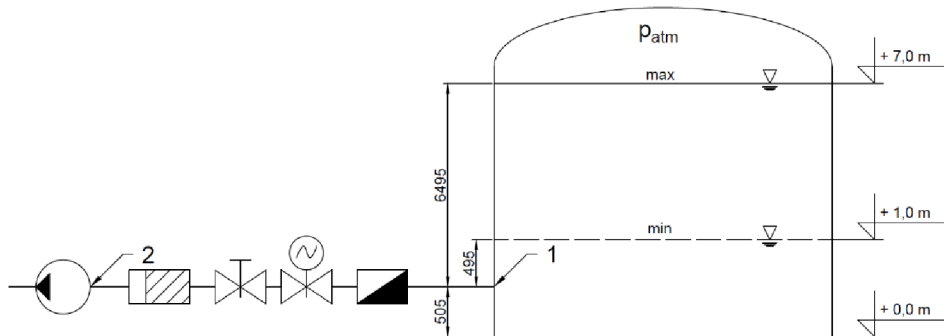


Obr. 3.3 Regulační charakteristiky



Obr. 3.4 Přepočítaná regulační charakteristika  $NPSH_R$  podle rovnice 1.34

Z předchozích dvou grafů lze vidět, že charakteristika  $NPSH_R$  pro otáčky  $1500 \text{ min}^{-1}$  je jiná. Důvod je takový, že SIGMA GROUP a.s. používá jiný přepočtový vztah a mimo to se jedná o naměřenou charakteristiku nikoliv počítanou. Zasláná charakteristika je také bezpečnější, protože má vyšší  $NPSH_R$ . Přepočtový vztah 1.34 je pravděpodobně rozšířen o procentuální rezervu. Dalším problémem je způsob definování faktoru  $NPSH$ . Zda do  $NPSH$  výrobce zahrnuje dynamický tlak či nikoliv. Na tyto věci je potřeba se doptat výrobce. Z tohoto důvodu nebude uváděna v hydraulickém modelu hodnota  $NPSH_R$ . V hydraulickém modelu bude vždy uvedena hodnota  $NPSH_A$  a zde bude uvedeno ověření pro nejkrajnější hodnoty  $NPSH_A$  a následné porovnání s grafem  $NPSH_R$  v obrázku 3.3.



Obr. 3.5 Schéma začátku trasy

Na obrázku 3.5 je naznačen začátek potrubní trasy. Cílem je stanovit faktor  $NPSH_A$ . Výpočty jsou v souladu s kapitolou 1.5.2. Níže je uveden názorný výpočet a následně v tabulce uvedeny veškeré krajní případy.

Určení faktoru  $NPSH_A$  pro výšku  $H_s = 6,495 \text{ m}$  a průtok  $100 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$  pro  $p_{v, 20^\circ\text{C}}$  z tab. 3.1:

$$\begin{aligned}
 NPSH_{A, 20^\circ\text{C}} &= \frac{p_{atm} - p_{v, 20^\circ\text{C}}}{g\rho} - \frac{c_1^2}{2g} - H_s - H_z = \\
 &= \frac{101325 - 2339,2}{9,807 \cdot 998,34} - \frac{0,79^2}{2 \cdot 9,807} + 6,495 - 0,267 = \mathbf{16,31 \text{ m}}
 \end{aligned}
 \tag{3.1}$$

Určení faktoru  $NPSH_A$  pro výšku  $H_s = 6,495 \text{ m}$  a průtok  $100 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$  pro  $p_{v, 40^\circ\text{C}}$  z tab. 3.1:

$$\begin{aligned}
 NPSH_{A, 40^\circ\text{C}} &= \frac{p_{atm} - p_{v, 40^\circ\text{C}}}{g\rho} - \frac{c_1^2}{2g} - H_s - H_z = \\
 &= \frac{101325 - 7384,4}{9,807 \cdot 998,34} - \frac{0,79^2}{2 \cdot 9,807} + 6,495 - 0,267 = \mathbf{15,79 \text{ m}}
 \end{aligned}
 \tag{3.2}$$

Tab. 3.1 Tlak sytých par v závislosti na teplotě [23]

Teplota [°C]	Tlak sytých par [Pa]
20	2339,2
40	7384,4

**Tab. 3.2** Hodnoty  $NPSH_A$  pro průtok  $100 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$ 

	TW10B05		Nová nádrž	
	$NPSH_{A, 20^\circ\text{C}}$	$NPSH_{A, 40^\circ\text{C}}$	$NPSH_{A, 20^\circ\text{C}}$	$NPSH_{A, 40^\circ\text{C}}$
	[m]	[m]	[m]	[m]
Hladina v 7 m	16,31	15,79	16,23	15,71
Hladina v 1 m	10,31	9,79	10,23	9,71

Hodnoty z tabulky 3.2 musí být vyšší než hodnoty z obrázku 3.3 grafu  $NPSH_R$ , kde dosahují maximální hodnoty  $NPSH_R \approx 6$  m. Z toho lze tvrdit, že u čerpacího systému se čerpadlo pohybuje v bezpečné oblasti a ke kavitaci nemůže dojít. Nyní je sací potrubí navrženo  $\approx 0,5$  m od dna nádrže. Čerpadlo bude vypnuto automatikou v případě, kdy hladina dosáhne výšky 1 m od dna nádrže. Cílem je zabránit nasátí nečistot ze dna nádrže a ochrana před kavitací. Nevýhoda je množství nevyužitého chladiva. Nicméně by bylo dobré zvážit, zda by nebylo lepší nastavit vypínání čerpadla na nižší hodnoty hladiny než 1 metr, protože co se týče kavitace, je v tomhle směru velká rezerva.

Pozn.: Tabulka 3.2 je vypočtena pro průtok  $100 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$  tzn., že pro průtok  $85 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$  budou hodnoty faktoru  $NPSH_A$  ještě větší a kavitace méně pravděpodobnější.

### 3.2 Šoupátka

Obecně se armatury z velké části podílí na spolehlivosti celku. Spolehlivost armatur je ovlivněna pohonem. Mezi největší výrobce armatur pro jadernou energetiku v České republice patří např. ARMATURY Group, MSA nebo ARAKO. Problematika armatur je velmi široká, proto budou dále rozebírány případy týkající se této diplomové práce.

Hlavním uzavíracím elementem šoupátek jsou paralelní desky nebo klín. Velkou výhodou šoupátek je nižší tlaková ztráta oproti uzavíracím ventilům. Šoupátko má univerzálnější použití a je vhodné pro vysoké PN i DN. [24]

#### 3.2.1 Klínové šoupátko AS 00 od firmy ARMATURY Group a.s.

Jedná se o uzavírací armaturu pro jadernou energetiku splňující příslušnou legislativu jaderných armatur. Šoupátko je určeno pouze k úplnému otevření nebo zavření a není vhodné ho používat k regulaci nebo škrcení. [25]

Klín armatury je směřován pomocí vodících lišt. Samotný klín je vyroben z jednodílné pružné konstrukce, nebo je tvořen ze dvou desek, které jsou vybavené talířovými pružinami. Při provozu se klín nesmí nacházet mimo krajní polohy. Šoupátko je vyrobeno z korozivzdorné oceli z důvodu agresivnějšího prostředí. Každá tlaková řada armatur je podrobena návrhovým výpočtům, kontrolním výpočtům a výpočtům na seismickou odolnost, přičemž se zástupce z každé řady následně zkouší na seismickou odolnost. [25]

#### Rozsah výroby a použití:

DN 50 až 400

do PN 250

$T_{max}$  350 °C

### Vliv pohonu na spolehlivost:

Pravděpodobnost bezporuchové práce do plánované životnosti:

Šoupátko s elektropohonem – 0,95

Šoupátko s elektropohonem a mezipřevodkou – 0,93

Šoupátko s ručním ovládním – 0,98

Šoupátko s ručním ovládním s mezipřevodkou – 0,96

Šoupátko s ručním dálkovým ovládním – 0,96

Šoupátko s ručním dálkovým ovládním s mezipřevodkou – 0,94

Přičemž životnost armatury je 30 let a opotřebujících částí 10 let.

### Označení armatury

AS 00 abc-de/f-g

AS 00 – typ armatury

a – typ proudění – 1 pouze přímé

b – způsob připojení k potrubí – 1 přírubové, 2 – přivařovací

c – způsob pohonu – 1 ruční, 3 – elektropohon

d – materiál – 0 nerezová kovaná ocel

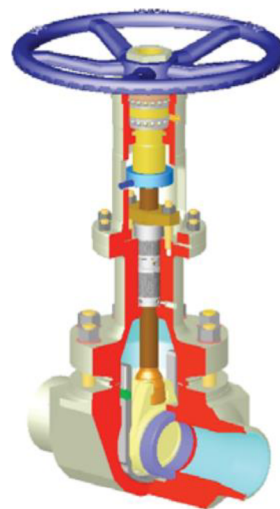
e – označení tlakové řady

f – maximální pracovní (výpočtová) teplota

g – jmenovitá světlost



**Obr. 3.6** Šoupátko AS 00 [26]



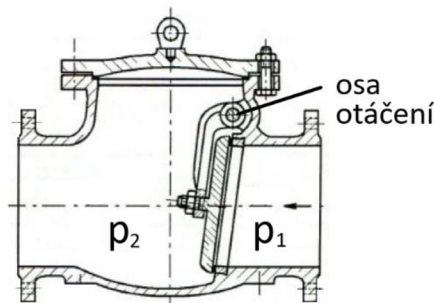
**Obr. 3.7** Šoupátko AS 00 v částečném řezu s ručním pohonem [25]

### 3.3 Zpětné armatury

Obecně zpětné armatury nevyužívají pro svou funkci vnější ovládní. Tomuto způsobu fungování se říká, že pracují samočinně. Hlavní úlohou je umožnit tok v jednom směru a zabránit toku ve směru opačném. Požadavkem tohoto typu armatur je automatický a spolehlivý chod. Zpětné armatury se dělí na zpětné ventily (dochází ke zdvihu kuželky působením proudu tekutiny) a zpětné klapky (dochází k odklopení klapky talířového tvaru působením proudu tekutiny). U zpětných armatur je problematika plného otevření armatury s rozdílným průtokem. Podle otevření se odvíjí tlaková ztráta. [24]



Principiální fungování zpětné klapky je působením momentů na talířovou klapku. Princip je zřejmý z obrázku 3.8. Tlak  $p_1$  i  $p_2$  vyvolávají moment na klapku, pokud bude moment od tlaku  $p_2$  vyšší, tak armatura bude zavřena. Naopak když bude moment od tlaku  $p_1$  vyšší, tak začne docházet k otevírání, ale nemusí dojít podmíněně k úplnému otevření. [24]



Obr. 3.8 Řez zpětnou klapkou [27]

### 3.3.1 Zpětná klapka typu A44 od firmy MSA, a.s. Dolní Benešov

Jedná se o typ armatury, která splňuje náležitou legislativu pro provoz v jaderných elektrárnách. Zpětnou klapku lze instalovat v horizontálních i vertikálních potrubích. U vertikálních potrubí se zpětná klapka musí instalovat ve směru proudění nahoru. Armatura je zhotovena z austenitické oceli a je seismicky odolná.

#### Rozsah výroby a použití:

Pracovní tlak do 20 MPa

DN 50 až 600

Rozsah pracovních teplot do +350 °C

#### Vliv pracovních cyklů na spolehlivost:

Jeden pracovní cyklus je počítán jako otevřeno – zavřeno

25 pracovních cyklů za 4 roky – min. 0,995

2700 pracovních cyklů za 4 roky – min. 0,95

Příčemž životnost armatury je 40 let.

#### Označení armatury

A44 abc-de/f-g

A44 – typ armatury – zpětná klapka se samotěsnícím víkem

a – typ proudění – 1 pouze přímé

b – způsob připojení k potrubí – 2 pouze přivařovací

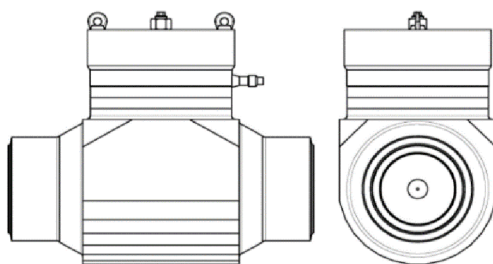
c – způsob pohonu – 7 samočinný

d – materiál – 0 kovaná a lisovaná nerezová ocel

e – označení tlakové řady

f – maximální pracovní (výpočtová) teplota

g – jmenovitá světlost



Obr. 3.9 Zpětná klapka A44 [28]

### 3.4 Filtr

Jedná se o armaturu, která se dává nejčastěji před čerpadlo, aby nedošlo k jeho poškození různými nečistotami. Zároveň je požadavek na co nejnižší tlakovou ztrátu před čerpadlem z důvodu kavitace na lopatkách. Hydraulický odpor filtru odpovídá technickému provedení a stavu zanesení filtru.

#### 3.4.1 Filtr C09.2 od firmy ARAKO spol. s.r.o.

Filtr musí být instalován pouze ve vodorovné poloze a zátka musí směřovat směrem dolů viz obrázky 3.10 a 3.11. Armatura a síto je vyrobeno z korozivzdorné oceli. Rozměry ok a tvar síta lze upravit podle požadavků zákazníka. Pro PN 10 a DN 200 má síto rozměry  $1,4 \times 0,71$  mm (oko  $\times$  drát). [29]

#### Rozsah výroby a použití: [29]

DN 15 až 200

PN 10 až 40

$T_{max}$  400 °C

#### Označení armatury [29]

C09.2 abc-de-f

C – typ armatury – speciální

09.2 – filtr

a – typ proudění – 1 pouze přímé

b – způsob připojení k potrubí – 1 přírubové, 2 – přivařovací

c – způsob pohonu – 7 samočinné

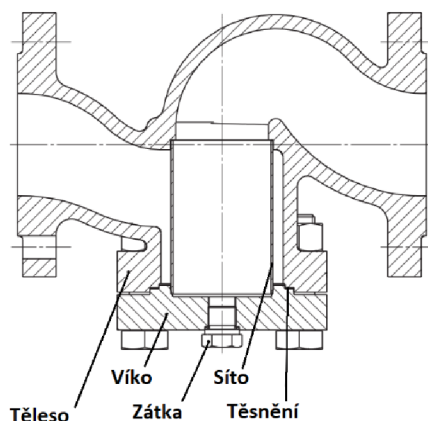
d – materiál – 0 nerezová ocel

e – označení tlakové řady

f – jmenovitá světlost



Obr. 3.10 Model filtru C09.2 [29]



Obr. 3.11 Řez filtrem, upraveno dle [29]

### 3.5 Škrtící clona – mařič tlakové energie

Škrtící clona je komponenta potrubí, která se používá na řízení průtoku nebo na požadavek vysoké tlakové ztráty. V případě paralelního proudění může zajišťovat lepší dělení průtoků. Škrtící clona může být jednostupňová nebo vícestupňová. Samotná clona je kruhová deska s jedním nebo více otvory. Nejdůležitějším parametrem clon je tlaková ztráta. Příliš vysoká tlaková ztráta na cloně může způsobovat kavitaci, vibrace a hluk. S vysokým rozdílem tlaků může dojít ke kritickému proudění (rychlost zvuku). Naskládáním více clon za sebou se dosáhne požadované tlakové ztráty a zároveň se lze vyhnout nežádoucím jevům jako zmiňované kritické proudění, hluk, vibrace a kavitace. [30] [31]

- **Jednostupňová škrtící clona s jedním otvorem** – skládá se z jedné clony, která má jeden otvor. Je dimenzovaná na trvalou tlakovou ztrátu.



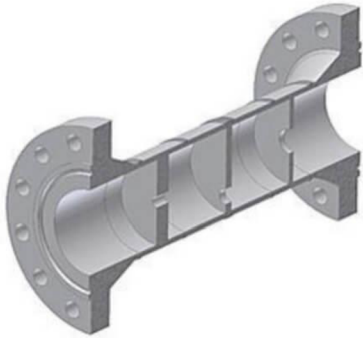
Obr. 3.12 Jednostupňová škrtící clona s jedním otvorem [30]

- **Jednostupňová škrtící clona s více otvory** – skládá se z jedné clony, která má v sobě více otvorů. Používá se především tam, kde jsou požadavky na snížení hluku.



Obr. 3.13 Jednostupňová škrtící clona s více otvory [30]

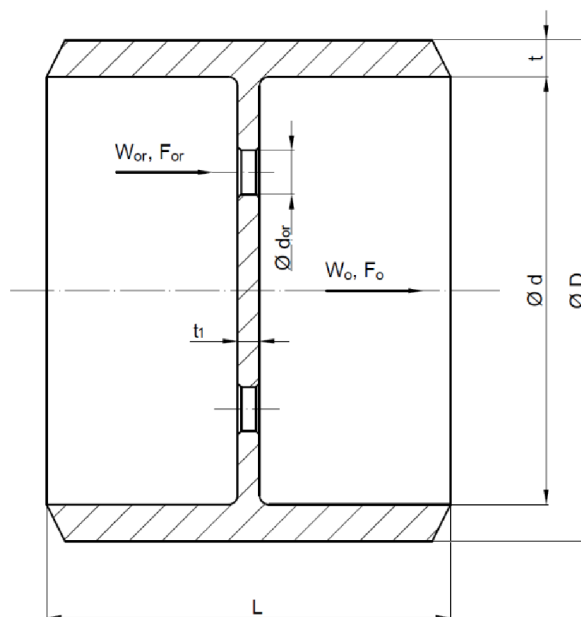
- **Vícestupňová škrťící clona** – používá se v případech, kdy nestačí jednostupňová škrťící clona. V podstatě se skládá z řady jednostupňových clon zabudovaných do jedné komponenty.



**Obr. 3.14** Vícestupňová škrťící clona [30]

### 3.5.1 Výpočet součinitele místního odporu

V návrhu se nachází celkem 3 důležité škrťící clony, z toho dvě clony jsou nové části potrubního systému a jedna clona se již v systému nachází. Tato clona se nalézá v trase od nízkotlakého čerpadla TH61D01 (směr do reaktoru). Clona je schematicky znázorněna na obrázku 3.15. Pro návrh parametrů čerpadla je zásadní stanovení součinitele místního odporu clony, který je proveden podle [32].



**Obr. 3.15** Clona s více otvory

Vnější průměr potrubí ...  $D = 273$  mm

Vnitřní průměr potrubí ...  $d = 233$  mm

Tloušťka stěny potrubí ...  $t = 20$  mm

Tloušťka clony ...  $t_1 = 12$  mm

Počet otvorů ve cloně x průměr otvoru ...  $d_{or} = 7 \times 24$  mm

- 1) Určení charakteristického rozměru

$$d_h = \frac{4 \cdot F_{or}}{\pi_{or}} = d_{or} = 24 \text{ mm} \quad (3.3)$$

Plocha jednoho otvoru:

$$F_{or} = \frac{\pi \cdot d_{or}^2}{4} = 0,0004524 \text{ m}^2 \quad (3.4)$$

Obvod otvoru:

$$\pi_{or} = \pi d_{or} = 0,0754 \text{ m} \quad (3.5)$$

Kde:

$d_h$  ... charakteristický rozměr [m]

$F_{or}$  ... plocha jednoho otvoru [m<sup>2</sup>]

$\pi_{or}$  ... obvod otvoru [m]

- 2) Určení, zda se jedná o tenkou nebo tlustou clonu

$$\frac{t_1}{d_h} = \frac{0,012}{0,024} = 0,5 \quad (3.6)$$

$$\frac{t_1}{d_h} \in (0-0,015) \dots \text{tenká clonu}$$

$$\frac{t_1}{d_h} > 0,015 \dots \text{tlustá clonu}$$

$$\frac{t_1}{d_h} = 0,5 \text{ jedná se tedy o tlustou clonu}$$

Kde:

$t_1$  ... tloušťka clony [m]

- 3) Výpočet Reynoldsova čísla – jeho velikost je důležitá pro stanovení dalších pomocných veličin. Zde se jedná o případ, kdy  $Re > 10^5$ .

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{or} \cdot d_h}{\nu} = \frac{7,47 \cdot 0,024}{6,54 \cdot 10^{-7}} = 274 \ 128 \quad (3.7)$$

Rychlost v místě otvoru:

$$w_{or} = \frac{Q}{\sum F_{or}} = \frac{0,02365}{7 \cdot 0,0004524} = 7,47 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.8)$$

Kde:

$w_{or}$  ... je rychlost v místě otvoru [ $m \cdot s^{-1}$ ]

$\nu$  ... kinematická viskozita [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ]

$Q$  ... objemový průtok [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ]

$\sum F_{or}$  ... součet všech ploch otvorů [ $m^2$ ]

- 4) Součinitel vyjadřující poměr ploch „cross-section coefficient“:

$$\bar{f} = \frac{\sum F_{or}}{F_o} = \frac{7 \cdot \frac{\pi \cdot d_{or}^2}{4}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{7 \cdot d_{or}^2}{d^2} = 0,07427 \quad (3.9)$$

Kde:

$F_o$  ... průtočná plocha potrubím [m]

- 5) Výpočet relativní drsnosti:

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d_h} = \frac{0,0002}{0,024} = 0,008\bar{3} \quad (3.10)$$

Kde:

$\Delta$  ... drsnost povrchu [m], [32, s. 62]

$\bar{\Delta}$  ... relativní drsnost

- 6) Vztah pro výpočet součinitele místního odporu clony

$$\begin{aligned} \xi &= \left[ 0,5 + (1 - \bar{f})^2 + \tau \cdot (1 - \bar{f}) + \lambda \frac{t_1}{d_h} \right] \cdot \frac{1}{\bar{f}^2} = \\ &= \left[ 0,5 + (1 - 0,07427)^2 + 1 \cdot (1 - 0,07427) + 0,035 \frac{0,012}{0,024} \right] \cdot \frac{1}{0,07427^2} \quad (3.11) \\ \xi &= \mathbf{417} \end{aligned}$$

Kde:

$\tau = f\left(\frac{t_1}{d_h}\right)$ , [32, s. 107]

$\lambda = f(Re, \bar{\Delta})$ , [32, s. 69]

**Pozn.:** Celá kapitola 3.5.1 byla vypočtena podle [32] včetně shodného značení veličin uvedeném v tomto zdroji. Nicméně v této diplomové práci se vyskytují shodné veličiny jinak pojmenované. Drsnost povrchu  $k$  se označuje v této kapitole  $\Delta$  a relativní drsnost  $\varepsilon$  jako  $\bar{\Delta}$ .

### 3.6 Pojistný ventil

Pojistný ventil je bezpečnostní armatura, která se používá u tlakových celků a zabraňuje zvýšení tlaku nad nejvyšší dovolený tlak. Pokud dojde ke zvýšení tlaku, tak ventil odpustí část média a tím poklesne tlak. Pokud by se ventil neuzavřel, tak by ze systému unikalo médium, což jsou nechtěné ztráty. Při normálním provozu se požaduje, aby byl ventil těsný. Typickou veličinou pro pojistný ventil je otevírací tlak. Jedná se o tlak, při kterém dochází i k nepatrnému otevření ventilu. Celková funkce pojistných ventilů spočívá v rovnováze vnějších a vnitřních

sil. Podle mechanismu vnějších sil se liší konstrukce ventilů, přičemž hlavním požadavkem je spolehlivost ventilu a co nejjednodušší funkce a konstrukce. Více informací specifikuje norma ČSN 13 4309. [24]

Konkrétní pojistný ventil není vybrán. Vhodným typem pojistného ventilu může být přímočinný pojistný ventil především kvůli své jednoduchosti a vysoké spolehlivosti.

### 3.7 Hydraulické odpory

V této kapitole je souhrn všech součinitelů místních ztrát s odkazem na příslušný zdroj. Pokud zdroj není uveden, tak je součinitel místního odporu navržen nebo vypočítán.

#### 3.7.1 Kolena

Předpokládaným výrobcem všech tvarovek je firma MODŘANY a.s. Nejčastěji se součinitel místního odporu odečítá z grafů. Nicméně lze využít vztahu 3.12 [15, s. 81].

Součinitel místního odporu pro hladký ohyb:

$$\xi_o = 0,008 \cdot \frac{\alpha^{0,75}}{n^{0,6}} \quad (3.12)$$

Kde:

$\xi_o$  ... součinitel místního odporu pro trubku kruhového průřezu pro hladký ohyb [-]

$\alpha$  ... středový úhel ohybu [°]

$n = \frac{R}{d}$  ... poměr poloměru ohybu a vnitřního průměru [-]

**Tab. 3.3** Součinitelé místních odporů kolen, podle vztahu 3.12

Jmenovitý tlak PN	Jmenovitá světlost DN	Vnitřní průměr $d$	Středový úhel ohybu $\alpha$	Součinitel odporu $\xi_o$	Popis	Rozměrová norma
[-]	[-]	[m]	[°]	[-]		
10	200	0,214	90	0,189	TYPE 3 R = 1,5×D	ČSN EN 10253-4
10	200	0,214	45	0,112	TYPE 3 R = 1,5×D	ČSN EN 10253-4
10	150	0,154	45	0,110	TYPE 3 R = 1,5×D	ČSN EN 10253-4
40	150	0,149	90	0,181	TYPE 3 R = 1,5×D	ČSN EN 10253-4
40	150	0,149	45	0,107	TYPE 3 R = 1,5×D	ČSN EN 10253-4
160	150	0,134	90	0,169	TYPE 3 R = 1,5×D	ČSN EN 10253-4
160	250	0,233	90	0,157	R = 450	–
160	250	0,233	60	0,116	R = 450	–
160	250	0,233	45	0,094	R = 450	–
160	250	0,233	30	0,069	R = 450	–
160	250	0,233	15	0,041	R = 450	–
160	250	0,233	13	0,037	R = 450	–

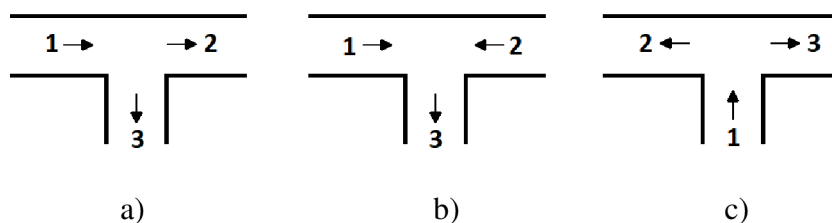
### 3.7.2 T-kusy

Dalším typem tvarovek jsou T-kusy. Místní součinitel odporu T-kusů závisí na tvaru (nejčastější tvary T a Y), průměrech, směru proudu a poměru dělení proudu. V tabulce 3.4 jsou uvedeny součinitelé odporu. Směr proudění je naznačen očíslováním na obrázku 3.16.

**Tab. 3.4** Součinitelé místních odporů T-kusů

Jmenovitý tlak PN	Jmenovitá světlost DN	Situační obrázek	Směr proudění	Součinitel odporu $\zeta$	Rozměrová norma	Zdroj
10	200/200/200	a)	1-2	0,05	ČSN EN 10253-4	[1, s. 68]
			1-3	1,9	ČSN EN 10253-4	[33]
			1-2	0,05	ČSN EN 10253-4	[1, s. 68]
40	150/150/150	b)	50/50	5	ČSN EN 10253-4	[33]
			50/50	4,3	ČSN EN 10253-4	[33]
			1-2	1,3	ČSN EN 10253-4	[33]
160	150/250/250	c)	1-2	0,9	ČSN EN 10253-4	[33]
160	250/250/250	c)	1-2	1,3	ČSN EN 10253-4	[33]
			50/50	1,2	ČSN EN 10253-4	[33]

Pozn.: Označení 50/50 znamená rovnoměrné dělení průtoků.



**Obr. 3.16** T-kusy – směr proudění

### 3.7.3 Armatury

U zpětných klapek je proměnlivý součinitel odporu v závislosti na poloze klapky. Nicméně se vždy uvádí maximální.

**Tab. 3.5** Součinitelé místních odporů armatur

Jmenovitý tlak PN	Jmenovitá světlost DN	Typ armatury	Součinitel odporu $\zeta$	Označení	zdroj
10	200	Zpětná klapka	3	A44 127-0040/200-200	[34]
10	200	El. Šoupátko	0,3	AS 00 123-0040/200-200	[35]
10	200	Ruční šoupátko	0,3	AS 00 121-0040/200-200	[35]
10	200	Filtr	2,8	C09.2 127 0010-200	[36]
40	150	Ruční šoupátko	0,3	AS 00 121-0040/200-150	[35]
40	150	Škrťací clona	2790	V trase recirkulace	–
40	150	Pojistný ventil	–	–	–



Pokračování tab. 3.5

40	150	Zpětná klapka	3	A44 127-0040/200-150	[34]
40	150	El. Šoupátko	0,3	AS 00 123-0040/200-150	[35]
160	150	El. Šoupátko	0,3	AS 00 123-0160/200-150	[35]
160	150	Ruční šoupátko	0,3	AS 00 121-0160/200-150	[35]
160	150	Zpětná klapka	3	A44 127-0160/200-150	[34]
160	150	Škrťící clona	1558	V trase vstřiku na podlahu	–
160	250	Škrťící clona	417	V trase do reaktoru	–
160	250	Ruční ventil	5	–	[5, s. 182]
160	250	Zpětná klapka	3	–	[5, s. 182]

### 3.7.4 Ostatní odpory

V této podkapitole jsou uvedeny všechny zbylé součinitele místních odporů, které se v potrubním systému nachází.

**Tab. 3.6** Součinitelé místních odporů – ostatní

Jmenovitý tlak PN	Jmenovitá světlost DN	Popis	Součinitel odporu $\zeta$	Zdroj
10	200	Vtok z nádrže	0,5	[5, s. 183]
10	150	Výtok recirkulace	1	[5, s. 183]
160	150	Volný výtok podlaha	1	[5, s. 183]
160	250	Výtok reaktor	1	[5, s. 183]
10	200/100	Koncentrické zúžení	0,28	[15, s. 80]
40	65/150	Koncentrické rozšíření	0,58	[15, s. 80]
10	150	U	1,5	[15, s. 81]
10	200	U	1,5	[15, s. 81]

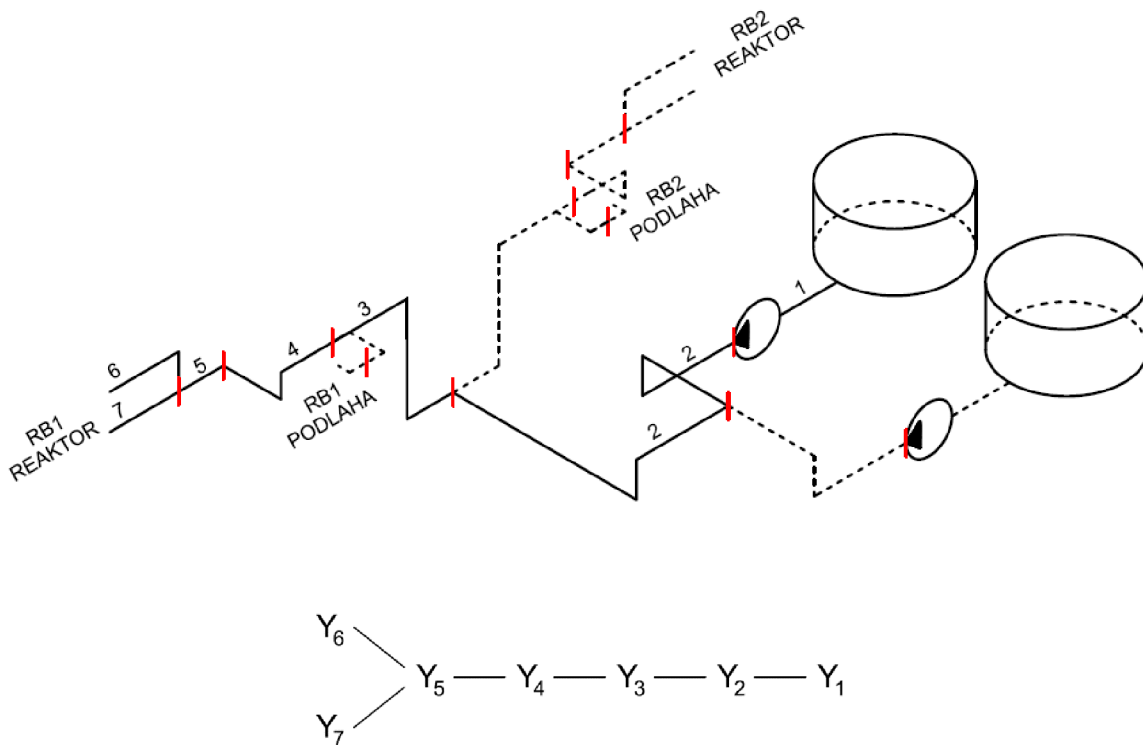
**Pozn.:** Konec výtoku na podlahu se musí navrhnout tak, aby nedošlo k poškození okolního zařízení.

## 4 HYDRAULICKÉ ŘEŠENÍ

V této kapitole budou rozebírány jednotlivé varianty, které mohou nastat. V každé podkapitole je vždy izometrický náčrt a schéma potrubního řádu. V těchto izometrických náčrtech jsou plné a přerušované čáry. Plné čáry signalizují otevřené části potrubí a přerušované čáry zase uzavřené. Na obrázku 2.2 je potrubní trasa v měřítku kvůli srovnání s právě zmiňovanými izometrickými náčrty. Řešení situací zde nebude rozebíráno dopodrobna, ale pouze principiálně. V každé podkapitole je graf charakteristiky potrubí, který je výstupem z hydraulického modelu.

### 4.1 Dodávka do reaktoru

Hydraulické řešení začíná výpočtem této trasy. Zjištěním všech hodnot místních odporů (kap. 3.7), délek trasy a průměrů potrubí lze stanovit charakteristiku potrubí, na kterou se navrhne vhodné čerpadlo (kap. 3.1). Provozní parametry trasy byly zaslány firmě SIGMA GROUP a.s., která doporučila konkrétní čerpadlo (kap. 3.1). Nyní, se znalostí parametrů čerpadla, lze navrhnout ostatní trasy. Po návrhu tras se bude zjišťovat, zda čerpadlo vyhovuje provozním stavům (kap. 5.2). Na obr. 4.1 je znázorněn potrubní řád. Řešení potrubního řádu je pak v souladu s kapitolou 1.4.



**Obr. 4.1** Izometrický náčrt a příslušné potrubní větvení – dodávka do reaktoru

Pro průtoky platí:

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4 = Q_5 \quad (4.1)$$

$$Q = Q_6 + Q_7 \quad (4.2)$$

Ztrátová měrná energie úseku 6:

$$Y_{z,6} = f(Q_6^2) \quad (4.3)$$

Ztrátová měrná energie úseku 7:

$$Y_{z,7} = f(Q_7^2) \quad (4.4)$$

Ztrátová měrná energie série, kde pro jednotlivé  $Y_{z,i}$  platí rovnice 1.14:

$$Y_{z,série} = Y_{z,1} + Y_{z,2} + Y_{z,3} + Y_{z,4} + Y_{z,5} \quad (4.5)$$

Ztrátová měrná energie paralelního potrubí, kde pro jednotlivé  $Y_{z,i}$  platí rovnice 1.14:

$$Y_{z,paralelní} = Y_{z,6} = Y_{z,7} \quad (4.6)$$

Celková ztrátová měrná energie pak:

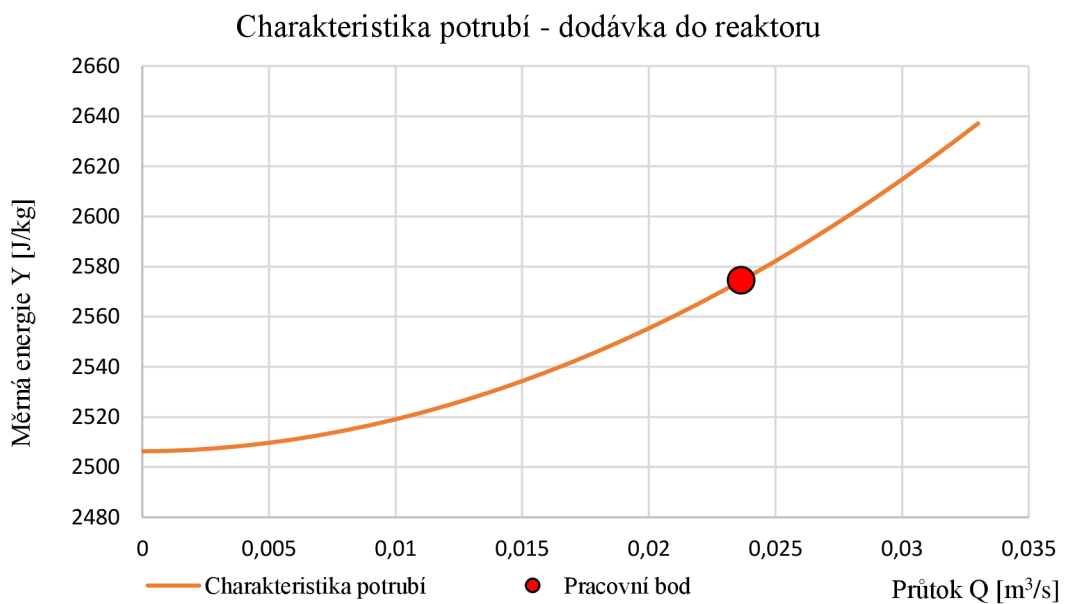
$$Y_z = Y_{z,série} + Y_{z,paralelní} \quad (4.7)$$

Bernoulliho rovnice mezi nádrží a reaktorem:

$$Y_{BR} = \frac{p_{reaktor} - p_{nádrž}}{\rho} + g \cdot \Delta H \quad (4.8)$$

Celková měrná energie:

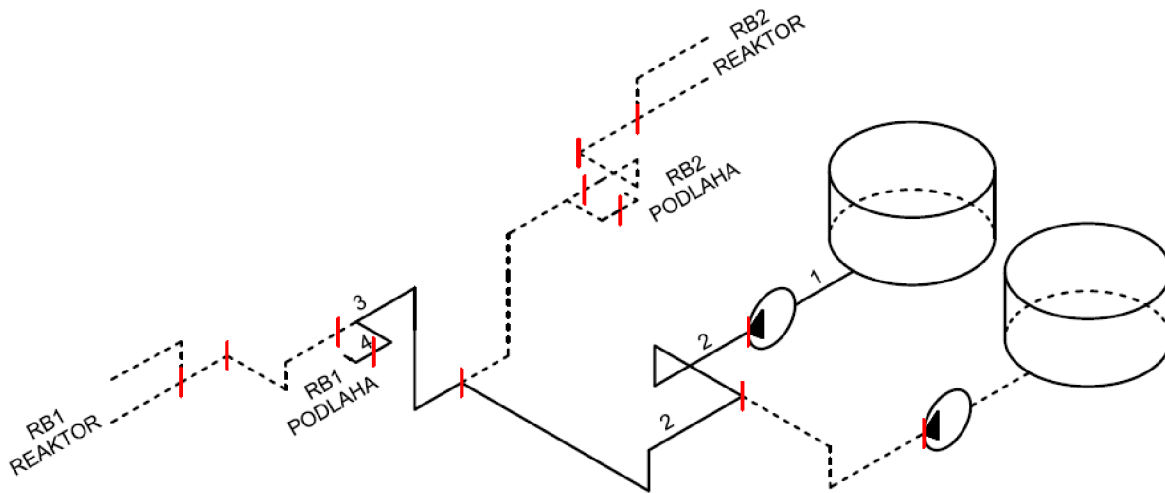
$$Y = Y_z + Y_{BR} \quad (4.9)$$



**Obr. 4.2** Charakteristika potrubí – dodávka do reaktoru  
 $p_{reaktor}=2,5 \text{ MPa}$ ,  $\dot{m}=85 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$

## 4.2 Dodávka na podlahu HZ

Jedná se o jednodušší případ, kde se nachází pouze sériové řazení. Největším problémem je určení součinitele místního odporu škrťací clony, která se nachází v úseku 4. Hodnotu součinitele lze navrhnout buď pro případ, kdy se neuvažuje s paralelní dodávkou na RB1 a RB2, anebo se uvažuje. Obě varianty jsou popsány v kapitole 5.2.



$$Y_4 \text{ — } Y_3 \text{ — } Y_2 \text{ — } Y_1$$

**Obr. 4.3** Izometrický náčrt a příslušné potrubní větvení – dodávka na podlahu

Ztrátová měrná energie, kde pro jednotlivé  $Y_{z,i}$  platí rovnice 1.14:

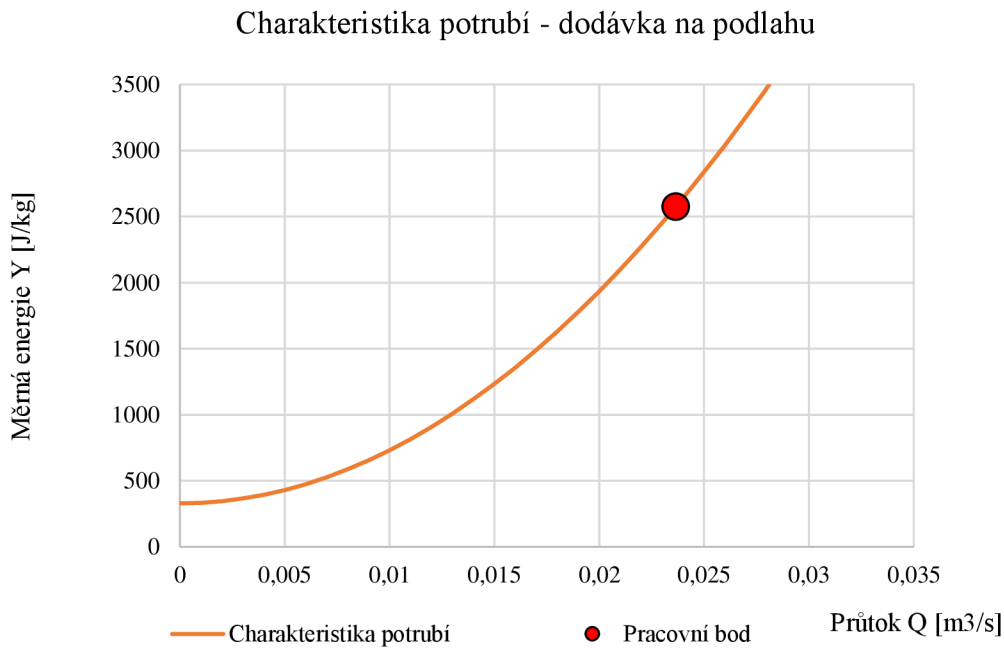
$$Y_z = Y_{z,1} + Y_{z,2} + Y_{z,3} + Y_{z,4} \quad (4.10)$$

Bernoulliho rovnice mezi podlahou a nádrží:

$$Y_{BR} = \frac{p_{v\ HZ} - p_{nádrž}}{\rho} + g \cdot \Delta H + \frac{v_4^2}{2} \quad (4.11)$$

Celková měrná energie:

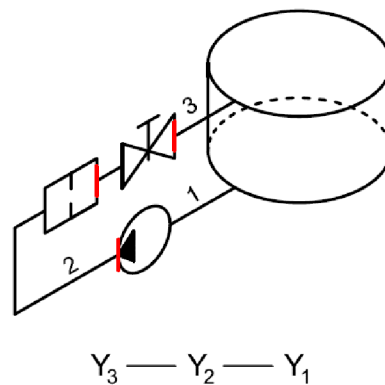
$$Y = Y_z + Y_{BR} \quad (4.12)$$



**Obr. 4.4** Charakteristika potrubí – dodávka na podlahu  
 $p_{HZ}=350 \text{ kPa}$ ,  $\dot{m}=85 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$

### 4.3 Trasa recirkulace

Trasa je navržena pro funkční zkoušky a ověření provozuschopnosti čerpadla. Z hlediska potrubního řádu se jedná o stejný případ jako v předchozí kapitole tzn. pouze sériové napojení.



**Obr. 4.5** Izometrický náčrt a příslušné potrubní větvení – recirkulace

Ztrátová měrná energie, kde pro jednotlivé  $Y_{z,i}$  platí rovnice 1.14:

$$Y_z = Y_{z,1} + Y_{z,2} + Y_{z,3} \quad (4.13)$$

Bernoulliho rovnici lze psát ke stejnému bodu, pak:

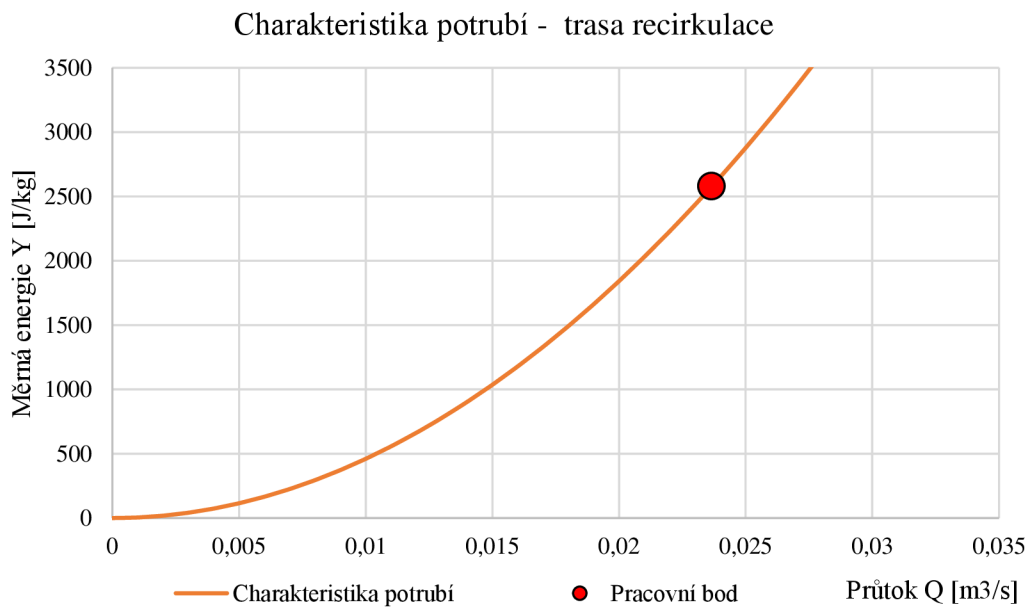
$$Y_{BR} = \frac{p_{nádrž} - p_{nádrž}}{\rho} + g \cdot \Delta H + \frac{v_3^2}{2} = 0 \quad (4.14)$$

Celková měrná energie je tedy pouze ztrátová měrná energie:

$$Y = Y_z \quad (4.15)$$

#### 4.3.1 Návrh škrťící clony

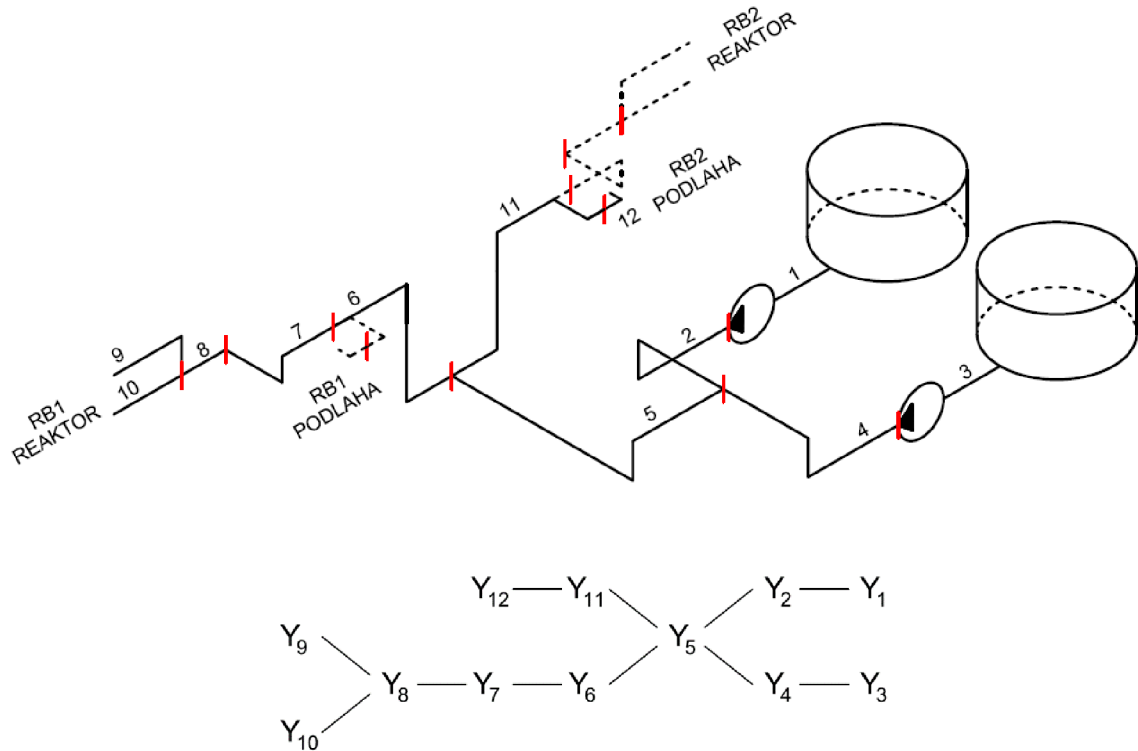
Trasa recirkulace je navržena tak, aby čerpadlo pracovalo pod stejnou zátěží jako při dodávce média do reaktoru nebo na podlahu hermetické zóny. Jedná se především o návrh hodnoty součinitele místního odporu clony, aby došlo k potřebné tlakové ztrátě. Po návržení trasy dodávky do reaktoru je znám pracovní bod. Pracovnímu bodu odpovídá průtok  $85 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$  a měrná energie  $2575 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$ . Řešením je iterace. V excelu lze využít funkce „Citlivostní analýza – hledání řešení“. Po iteraci vyjde součinitel místního odporu škrťící clony  $\zeta = 2790$ . Jeho hodnota je vysoká, protože musí dojít k tlakové ztrátě přibližně  $2,56 \text{ MPa}$  při tomto pracovním bodu. Z hlediska konstrukce clony je důležité, aby nedocházelo ke kritickému proudění (rychlosti zvuku). Řešením je vícestupňová škrťící clona.



**Obr. 4.6** Charakteristika potrubí – recirkulace  
 $\dot{m} = 85 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$

#### 4.4 Paralelní chod čerpadel

Nejsložitější variantou je paralelní chod čerpadel s paralelní dodávkou na oba reaktorové bloky. Na obrázku 4.7 lze vidět otevřené úseky. Dále také schéma potrubního řádu, které je podstatně složitější než v předchozích případech. V tomto případě jsou všechny místní hydraulické odpory známy. Cílem je zjistit rozdělení průtoků do jednotlivých větví.



Obr. 4.7 Izometrický náčrt a příslušné potrubní větvení – paralelní chod čerpadla

**Řešení paralelní části 1–2 a 2–4:**

$$Q = Q_5 \quad (4.16)$$

$$Q_1 = Q_2 \quad (4.17)$$

$$Q_3 = Q_4 \quad (4.18)$$

$$Q = Q_2 + Q_4 \quad (4.19)$$

$$Y_{z,1} + Y_{z,2} = Y_{z,3} + Y_{z,4} \quad (4.20)$$

Jelikož úseky 1-2 a 3-4 nejsou stejné, tak platí, že:

$$Q_2 \neq Q_4 \quad (4.21)$$

Největší problém je řešení paralelní větve k RB1 a RB2, přičemž ve větvi RB1 je další paralelní větev (9–10). Rozdělení průtoků ve větvi 9–10 závisí na množství chladiva, které proudí větví RB1.

**Řešení paralelní větve 9 a 10:**

$$Q_{RB1} = Q_9 + Q_{10} \quad (4.22)$$

$$Y_{z,9} = Y_{z,10} \quad (4.23)$$

$$Y_{z,9} = a_9 Q_9^2 \quad (4.24)$$

$$Y_{z,10} = a_{10} Q_{10}^2 \quad (4.25)$$

Rovnost měrných energií a následné dosazení rovnice 4.22 za  $Q_{10}$ :

$$Y_{z,9} = Y_{z,10} = a_9 Q_9^2 = a_{10} Q_{10}^2 = a_{10} (Q_{RB1} - Q_9)^2 \quad (4.26)$$

Následná úprava vztahu – vyjádření průtoku  $Q_9$ :

$$\frac{a_9}{a_{10}} Q_9^2 = (Q_{RB1} - Q_9)^2 \quad (4.27)$$

$$\sqrt{\frac{a_9}{a_{10}}} Q_9 = Q_{RB1} - Q_9 \quad (4.28)$$

$$\left( \sqrt{\frac{a_9}{a_{10}}} + 1 \right) Q_9 = Q_{RB1} \quad (4.29)$$

$$Q_9 = \frac{Q_{RB1}}{\sqrt{\frac{a_9}{a_{10}}} + 1} \quad (4.30)$$

**Řešení paralelní části RB1 a RB2:**

$$Q = Q_{RB1} + Q_{RB2} \quad (4.31)$$

$$Y_{RB1} = Y_{RB2} \quad (4.32)$$

$$Y_{RB1} = Y_{z,6} + Y_{z,7} + Y_{z,8} + Y_{z,9} + Y_{BR,RB1} \quad (4.33)$$

$$Y_{RB2} = Y_{z,11} + Y_{z,12} + Y_{BR,RB2} \quad (4.34)$$

Dosazení rovnic 4.33 a 4.34 do rovnice 4.32:

$$Y_{z,6} + Y_{z,7} + Y_{z,8} + Y_{z,9} + Y_{BR,RB1} = Y_{z,11} + Y_{z,12} + Y_{BR,RB2} \quad (4.35)$$



Po rozepsání měrných energií pro odpovídající průtoky podle rovnice 1.14:

$$\begin{aligned} a_6 Q_{RB1}^2 + a_7 Q_{RB1}^2 + a_8 Q_{RB1}^2 + a_9 Q_9^2 + Y_{BR, RB1} &= \\ &= a_{11} Q_{RB2}^2 + a_{12} Q_{RB2}^2 + Y_{BR, RB2} \end{aligned} \quad (4.36)$$

$$\begin{aligned} Q_{RB1}^2 (a_6 + a_7 + a_8) + a_9 Q_9^2 + Y_{BR, RB1} &= \\ &= Q_{RB2}^2 (a_{11} + a_{12}) + Y_{BR, RB2} \end{aligned} \quad (4.37)$$

Nyní dosazením rovnice 4.30 do rovnice 4.37 za  $Q_9$  a rovnice 4.31 do 4.37 za  $Q_{RB2}$  se získá jedna rovnice o jedné neznámé:

$$\begin{aligned} Q_{RB1}^2 \left( a_6 + a_7 + a_8 + \frac{a_9}{\left( \sqrt{\frac{a_9}{a_{10}}} + 1 \right)^2} \right) + Y_{BR, RB1} - Y_{BR, RB2} &= \\ &= (a_{11} + a_{12}) \cdot (Q - Q_{RB1})^2 \end{aligned} \quad (4.38)$$

$$\begin{aligned} Q_{RB1}^2 \left( a_6 + a_7 + a_8 + \frac{a_9}{\left( \sqrt{\frac{a_9}{a_{10}}} + 1 \right)^2} \right) + Y_{BR, RB1} - Y_{BR, RB2} &= \\ &= (a_{11} + a_{12}) Q^2 - (a_{11} + a_{12}) 2Q Q_{RB1} + (a_{11} + a_{12}) Q_{RB1}^2 \end{aligned} \quad (4.39)$$

Po úpravě se získá kvadratická rovnice:

$$\begin{aligned} Q_{RB1}^2 \left( a_6 + a_7 + a_8 + \frac{a_9}{\left( \sqrt{\frac{a_9}{a_{10}}} + 1 \right)^2} - a_{11} - a_{12} \right) + \\ + 2Q_{RB1} Q (a_{11} + a_{12}) - Q^2 (a_{11} + a_{12}) + Y_{BR, RB1} - Y_{BR, RB2} &= 0 \end{aligned} \quad (4.40)$$

Kvadratický člen:

$$a = \left( a_6 + a_7 + a_8 + \frac{a_9}{\left( \sqrt{\frac{a_9}{a_{10}}} + 1 \right)^2} - a_{11} - a_{12} \right) \quad (4.41)$$

Lineární člen:

$$b = 2Q(a_{11} + a_{12}) \quad (4.42)$$

Absolutní člen:

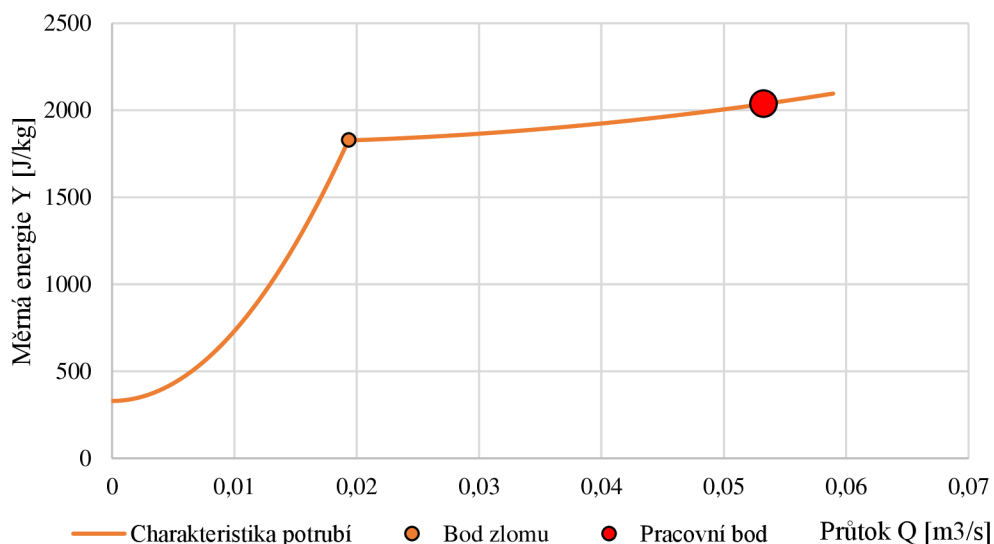
$$c = Y_{BR,RB1} - Y_{BR,RB2} - Q^2(a_{11} + a_{12}) \quad (4.43)$$

Bernoulliho rovnice:

$$Y_{BR,RB1} = \frac{p_{reaktor} - p_{v \text{ nádrži}}}{\rho} + g\Delta H_9 \quad (4.44)$$

$$Y_{BR,RB2} = \frac{p_{v \text{ HZ}} - p_{v \text{ nádrži}}}{\rho} + \frac{v_{12}^2}{2} + g\Delta H_{12} \quad (4.45)$$

Charakteristika potrubí - dodávka do RB1 a RB2



**Obr. 4.8** Charakteristika potrubí – dodávka do RB1 a RB2  
 $p_{reaktor}=2,5 \text{ MPa}$ ,  $p_{HZ}=350 \text{ kPa}$ ,  $\dot{m}=170 \text{ t/h}$

Na obr 4.8 je charakteristika potrubí, ale bez první paralelní části tedy úseků 1–2 a 3–4. Řešit to lze způsobem, že od obou charakteristik čerpadel se odečte příslušná ztrátová měrná energie odpovídající větve viz rovnice 4.46 a 4.47. Vyjde tedy redukovaný pracovní bod. Jediným rozdílem je hodnota měrné energie. Průtoky, otáčky, výkony a příkony zůstávají stejné. Redukovaný bod je důležitý pro určení průtoků. Pokud je znám průtok, tak podle charakteristik zaslaných výrobcem lze vypočítat zbylé parametry viz obrázek 3.3. S hodnotou měrné energie redukovaného bodu nelze počítat jiné parametry jako např. hydraulický výkon.

Redukované měrné energie čerpadel:

$$Y_{\check{c}1,redukovaná} = Y_{\check{c}} - Y_{z,1} - Y_{z,2} \quad (4.46)$$

$$Y_{\check{c}2,redukovaná} = Y_{\check{c}} - Y_{z,3} - Y_{z,4} \quad (4.47)$$

#### 4.5 Řešení průniku funkcí v excelu

Při řešení hydraulického výpočtu se lze setkat s problematikou určení pracovního bodu – průnik charakteristiky čerpadla s charakteristikou potrubí. Nejdříve je potřeba zjistit funkci křivky. V excelu lze využít funkce LINREGRESE. Nejčastějším případem byl volen polynom 6. stupně. Nicméně v některých případech nebylo potřebné mít polynom až 6. stupně a byl použit nižší stupeň polynomu.

Po vyjádření všech důležitých funkcí je možno zjistit jejich průnik. Po dosazení hodnoty průtoku do rovnic 4.48 a 4.49 vyjde nejpravděpodobněji jiná měrná energie.

Polynom 6. stupně potrubí:

$$Y_{potrubí} = a_6 \cdot Q^6 + a_5 \cdot Q^5 + a_4 \cdot Q^4 + a_3 \cdot Q^3 + a_2 \cdot Q^2 + a_1 \cdot Q^1 + a_0 \quad (4.48)$$

Polynom 6. stupně čerpadla:

$$Y_{čerpadla} = A_6 \cdot Q^6 + A_5 \cdot Q^5 + A_4 \cdot Q^4 + A_3 \cdot Q^3 + A_2 \cdot Q^2 + A_1 \cdot Q^1 + A_0 \quad (4.49)$$

Kde:

$a_i; A_i$  ... koeficienty polynomu

Podmínka pro řešení pracovního bodu:

$$Y_{potrubí} - Y_{čerpadla} = 0 \quad (4.50)$$

K řešení se použije již zmiňovaná funkce „Citlivostní analýza – hledání řešení“. Musí být splněna podmínka, že rozdíl měrných energií potrubí a čerpadla bude nulová viz rovnice 4.50. Nejčastěji je požadováno určit otáčky čerpadla při zvoleném průtoku. Po provedení iterace jsou zjištěny otáčky elektromotoru. Princip může být i opačný – určit průtok pro dané otáčky. Této problematice se věnuje kapitola 5.1.3 – vysvětlení maker.

Funkce polynomů není úplně nevhodnější, protože nastávají situace, kdy pro podmínku rozdílu měrných energií rovných nula je více řešení (hodnot průtoků). Proto je nutné volit startovací bod iterace vždy v rozumném rozsahu.

## 5 HYDRAULICKÝ VÝPOČTOVÝ MODEL

Potrubní systém je řešen pomocí vytvořeného iteračního výpočtového postupu zpracovaného v prostředí MS Excel, VBA (Microsoft Visual Basic for Applications). Pro potrubní systém může nastat několik situací, a proto je každá situace řešena samostatně.

### 5.1 Manuál a popis

I přesto, že se nejedná o nejsložitější problematiku, tak je zapotřebí vysvětlit, jak soubor spustit, aby vše fungovalo, tak jak má. Soubor je ve formátu .xlsm, tedy list s podporou maker v programovacím jazyce VBA.

- 1) Nejdříve je nutno zapnout doplněk VBA cestou **Soubor – Možnosti – Doplněk**. Zde jsou 2 seznamy – aktivní doplňky aplikací a neaktivní doplňky aplikací. Je potřeba, aby doplněk „**Analytické nástroje – VBA**“ byl v aktivních doplňcích.
- 2) V souboru se nachází cyklické odkazy, a proto se musí povolit. Cesta **Soubor – Možnosti – Vzorce** kolonka „**Možnosti výpočtů**“ a vpravo je potřeba zakliknout „**Povolit iterační přepočítání**“. Maximální počet iterací je potřeba volit s rozmyslem na možnosti techniky.
- 3) Doporučující nastavení – ve stejném okně jako v případě 2) je i možnost „**Přepočítání sešitu**“. Zde doporučuji dát „**Automaticky**“. Tohle by ale mělo být nastaveno defaultně.

#### 5.1.1 Úvodní list

Pokud se podaří excelovský soubor spustit, tak lze vidět, že je rozdělen do několika listů. Prvním listem je tzv. „Úvodní list“, který je rozdělen do osmi tabulek viz obrázek 5.1. Zdůraznil bych, že hodnoty z tabulek s názvem *aktivní tabulka* (zelené tabulky) se používají při výpočtu na následujících listech a jejich změnou dojde k přepočítání celého souboru. Nedoporučuje se měnit hodnoty v tabulkách 2 a 3, ale je vhodné měnit hodnoty v tabulce 1 a 4.

Popis tabulek v excelovském souboru:

- *Tab. 1 Základní konstanty a výpočet hustoty – aktivní tabulka* – v této tabulce jsou základní fyzikální konstanty a vlastnosti média. Návrh je počítán na hustotu směsi o teplotě 40 °C. Pokud bude mít směs 20 °C, tak se musí přepsat hustota vody pro 20 °C, protože hustota směsi je počítána podle kapitoly 2.4.1.
- *Tab. 2 Přepočítání hmotnostních toků – aktivní tabulka* – tabulka obsahuje pouze přepočítání dvou důležitých hmotnostních toků na objemový, kde tyto hodnoty jsou dále používány, a proto se zde nedoporučuje nic měnit.
- *Tab. 3 Kompletní seznam délek – aktivní tabulka* – v tabulce jsou uvedeny veškeré délky a opět se nedoporučuje nic měnit.
- *Tab. 4 Hodnoty průměrů potrubí – aktivní tabulka* – tabulka obsahuje hodnoty průměrů, kde nejdůležitější je vnitřní průměr, který se používá v dalších listech. Tabulka může sloužit pro optimalizaci rozměrů trubek.
- *Tab. 5 a 6 Přepočítání průtoků* – v těchto tabulkách je pouze přepočítání objemového průtoku na hmotnostní a naopak, protože ve výpočtu se pracuje s jednotkami v  $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  nikoliv v  $\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$ .
- *Tab. 7 Výběr z normalizovaných rozměrů trubek – pasivní tabulka* – tabulka je pouze informativní a pro výpočty se nepoužívá. Jedná pouze o doplněk k tabulce 4 pro případné změny průměrů.

- Tab. 8 Charakteristika čerpadla hodnoty – aktivní tabulka – jelikož doporučené čerpadlo nemusí vyhovovat požadavkům, tak je zde tato tabulka. Při změně čerpadla stačí přepsat hodnoty v této tabulce. Nicméně se musí přepisovat vždy pro předepsaný průtok v tabulce.

Tab. 1 Základní charakteristika výpočtové hodnoty - aktivní tabulka				Tab. 4 Hmotnost příměsí - aktivní tabulka				Tab. 7 Výběr z normativových rozměrů trubek - podle tabulky: ČSN 13 3012				Tab. 8 Charakteristika								
A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U
1	Hustota vody (t=40°C)	ρ <sub>H2O</sub>	982,1243	kg/m <sup>3</sup>	PN	DN	D	t	d	n	2982	l/min								
2	Hustota H3BO3	ρ <sub>H3BO3</sub>	1435	kg/m <sup>3</sup>	Nádrž - čerpadlo	30	200	0,119	0,0025	0,214	10	100	0,108	0,0025	0,109	0,001	335,537	40,9344		7,98720001
3	Hustota směsi	ρ	998,337574	kg/m <sup>3</sup>	Cizna - nádrž	30	150	0,159	0,0025	0,154	10	125	0,133	0,0025	0,128	0,001	332,512	43,9296		14,976
4	Dynamická viskozita	μ	0,0006298	Pa·s	Rozvěšení	40	150	0,159	0,005	0,149	10	150	0,159	0,0025	0,154	0,001	337,54	37,9392		30,8664
5	Gravitační zrychlení	g	9,80665	m/s <sup>2</sup>	Čerpadla - rozvěšení	40	150	0,159	0,005	0,149	10	200	0,219	0,0025	0,214	0,001	335,537	40,9344		7,98720001
6	Tlak nasycených par (t=40°C)	p <sub>s(40°C)</sub>	7384,4	Pa	Hermetická zóna	300	150	0,159	0,0125	0,134	10	250	0,273	0,003	0,267	0,001	328,527	51,9168		31,4496
7	Hmotnost vody	m <sub>H2O</sub>	1000	kg	Stavací trasa	160	250	0,257	0,02	0,233	40	100	0,108	0,005	0,108	0,001	331,53	43,9296		14,976
8	Hmotnost H3BO3	m <sub>H3BO3</sub>	14	kg																
9	Součet hmotností	m	1014	kg																
10	Hmotnostní zlomek vod	w <sub>H2O</sub>	0,98619294	-																
11	Hmotnostní zlomek kyseliny	w <sub>H3BO3</sub>	0,01380706	-																
12	Hmotnostní zlomek	provozní	max																	
13	Hmotnostní tok	85	100	t/h																
14	Hmotnostní tok	23,61111111	27,77777778	kg/s																
15	Objemový tok	0,023650428	0,027824033	m <sup>3</sup> /s																
16	Hmotnostní tok	85	100	t/h																
17	Hmotnostní tok	23,61111111	27,77777778	kg/s																
18	Objemový tok	0,023650428	0,027824033	m <sup>3</sup> /s																
19	Tab. 3 Kompletní seznam dílků - aktivní tabulka																			
20	Délka	rozměr [mm]	poznámka	Délka	rozměr [mm]	poznámka														
21	11	400		101	450															
22	12	375		102	550	Elektrické šoupě														
23	13	650	Zpětná klapka	103	380															
24	14	375		104	61000															
25	15	400		105	24500															
26	16	220	Stěna	106	500															
27	17	387		107	8000															
28	18	350		108	19000															
29	19	350	Elektrické šoupě	109	31185															
30	20	350		110	83000															
31	21	350		111	500															
32	22	550		112	500															
33	23	380	Ruční šoupě	113	3200															
34	24	380		114	7500															
35	25	600	Filter	115	3500															
36	26	1240		116	300															
37	27	305		117	2800															
38	28	152	Redukce	118	5300															
39	29	78	Přívaha	119	34000															
40	30	68	Přívaha	120	500															
41	31	140	Redukce	121	3200															
42	32	98		122	7000															
43	33	228		123	4000															
44	34	228		124	5000															
45	35	143		125	5000															
46	36	428		126	1175															

Obr. 5.1 Úvodní list souboru

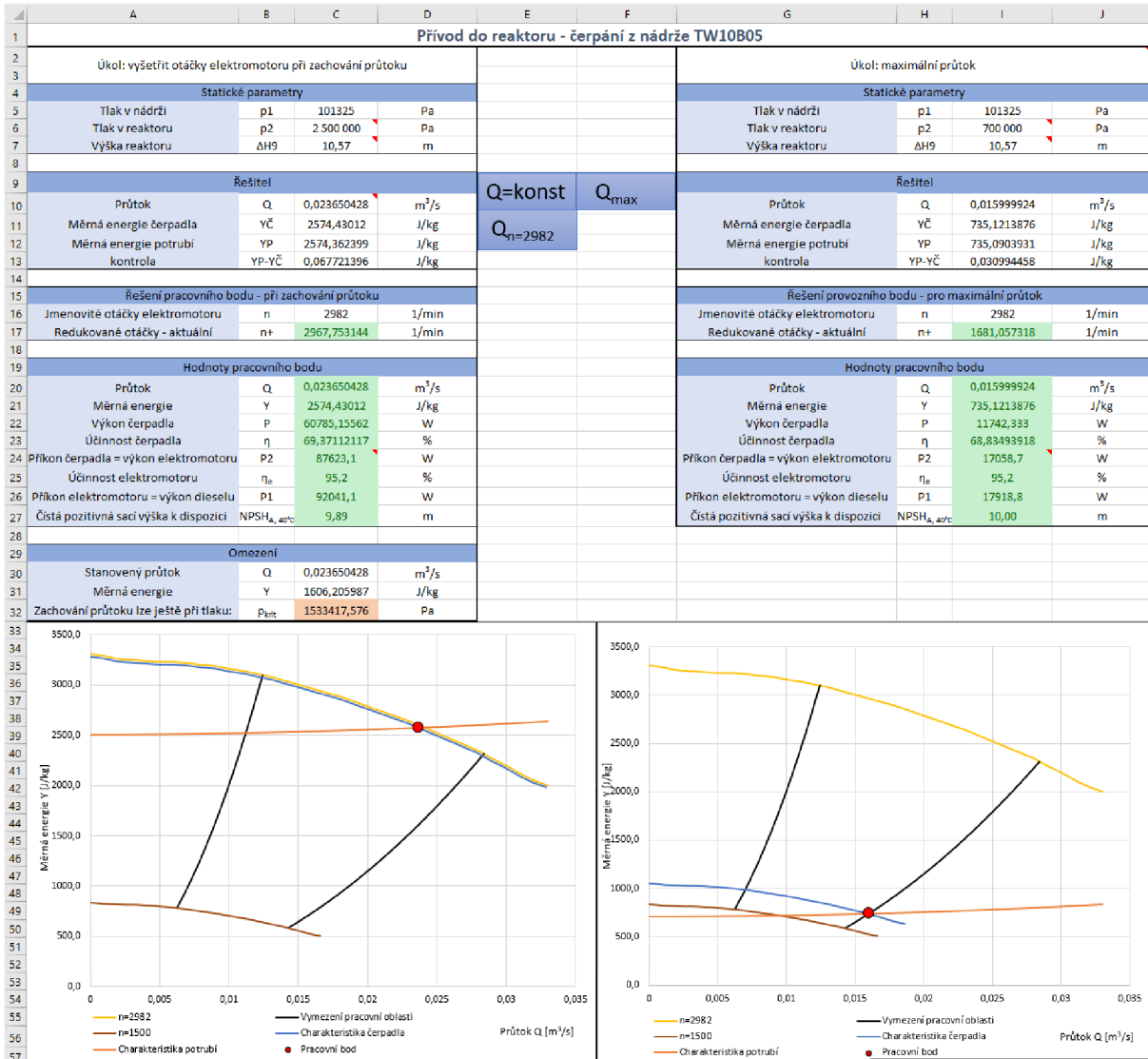
### 5.1.2 Výpočtový list

Celkem je v souboru 7 různých variant, přičemž 4 jsou rozdílné a 3 podobné. Různé varianty jsou pojmenovány 1–4 a stejné varianty stejnou číslicí na začátku. Příklad 1 – TW10B05 – podlaha HZ znamená, že je čerpáno z nádrže TW10B05 na podlaha v hermetické zóně a označení 1 – Nová nádrž – podlaha HZ znamená, že je čerpáno z nové nádrže na podlaha v hermetické zóně apod.

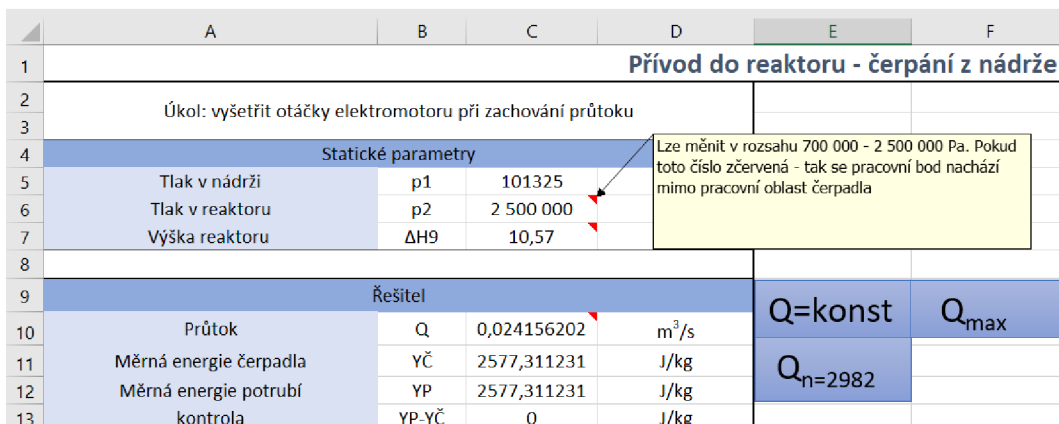
25	143		I125	3000		I225	450	Ruční šoupě		
26	428		I126	1175		I226	300			
27	550	Zpětná klapka	I127	450	Elektrické šoupě	I227	550	Zpětná klapka		
28	1795		I128	300		I228	500			
29	500		I129	450	Elektrické šoupě	I229	5451			
Úvodní list										
1 - TW10B05 - podlaha HZ		1 - Nová nádrž - podlaha HZ		2 - TW10B05 - reaktor		2 - Nová nádrž - reaktor		3 - TW10B05 - recirkulace	3 - Nová nádrž - recirkulace	4 - Paralelní chod

Obr. 5.2 Seznam listů

Na úvodu každého listu je vždy stejné nebo velmi podobné rozhraní viz obrázek 5.3, kde jsou vždy vstupní parametry (tlaky, výškový rozdíl a požadovaný průtok) a výstupní parametry (otáčky čerpadla/elektromotoru, průtok, měrná energie, účinnost čerpadla, výkon čerpadla, příkon čerpadla, příkon elektromotoru atd.) čerpacího systému. V některých buňkách si lze všimnout červeného trojúhelníku vpravo nahoře. Jedná se o poznámky, ve kterých jsou psány pokyny k základnímu používání viz obrázek 5.4. Na obrázcích 5.3 a 5.4 si lze všimnout, že jsou zde obdélníky pojmenované jako  $Q = konst$ ,  $Q_{max}$  a  $Q_n = 2982$ . K těmto jednotlivým tvarům je vždy přiděleno určité makro. Po kliknutí na některé z maker je zahájen výpočet. Pro vizuální kontrolu jsou zde grafy viz obrázek 5.3. Vysvětlení maker je popsáno v kapitole 5.1.3.



Obr. 5.3 Úvodní rozhraní listu



Obr. 5.4 Poznámky

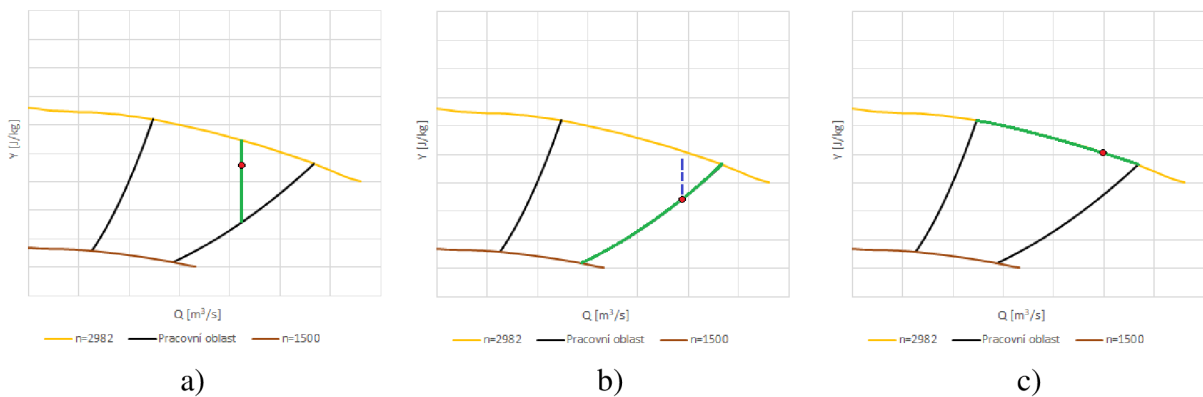
Nyní byla popsána úvodní část z výpočtového listu. Obecně lze potrubní systém rozkouskovat na jednotlivé úseky, které mají konstantní průměr, resp. průtok. Pokud je konstantní průtok, tak lze jednoduše spočítat ztrátovou měrnou energii. Právě takto bylo postupováno u všech potrubních systémů. Na obrázku 5.5 je rozhraní právě zmiňovaného úseku, který je vždy příslušně pojmenován. Vlevo nahoře je tabulka „Charakteristika systému“, kde jsou všechny potřebné informace o úseku (většina těchto hodnot je odkazem hodnot z aktivních tabulek v Úvodním listu). Poté tu jsou dvě zelené tabulky, ve kterých jsou délkové rozměry potrubí a součinitelé místních odporů. Ve spodní části obrázku je zvolený rozsah průtoků a vždy pro příslušný průtok spočítaná rychlost, Reynoldsovo číslo, součinitel tření a ztrátová měrná energie.

ÚSEK 1 - Trasa od nádrže po čerpadlo I1-I19									
Charakteristika systému:					Délky: [mm]		Místní ztráty [-]		
Jmenovitá světlost	DN	200	-	I1	400	Vtok	0,5		
Jmenovitý tlak	PN	10	-	I2	375	Koleno 90 R=305	0,189		
Vnitřní průměr	d	0,214	m	I3	650	Zpětná klapka	3		
Hustota	p	998,337574	kg/m <sup>3</sup>	I4	375	Koleno 90 R=305	0,189		
Dynamická viskozita	μ	0,00065298	Pa.s	I5	400	Koleno 45° R=305	0,112		
Kinematická viskozita	ν	6,54067E-07	m <sup>2</sup> /s	I6	220	El. Šoupátko	0,3		
Vnitřní průřez	S	0,035968094	m <sup>2</sup>	I7	367	200/200/200 Těčko	0,05		
Drnrost potrubí	k	0,00005	m	I8	350	Ruční šoupátko	0,3		
Relativní drsnost	ε=kr	0,000233645	-	I9	550	Filtr	2,68		
				I10	350	Koleno 90 R=305	0,189		
				I11	350	REDUKCE	0,28		
				I12	550				
				I13	380				
				I14	380				
				I15	600				
				I16	1040				
				I17	305				
				I18	152				
				I19	78				
Q	v	Re	A	B	λ - Churchill	Yz1	a1		
m <sup>3</sup> /s	m/s	-	-	-	-	J/kg	1/m <sup>2</sup>		
0	0	0	0	0	0	0	0		
0,001	0,027802	9096,490755	1,44551E+19	7048146309	0,032217155	0,003468379	3468,378744		
0,002	0,055605	18192,98151	5,92352E+19	107546,1778	0,027009561	0,013577371	3394,342634		
0,003	0,083407	27289,47227	1,25023E+20	163,7324782	0,024601764	0,030241	3360,111102		
0,004	0,11121	36385,96302	2,05102E+20	1,641024442	0,02312564	0,053426002	3339,125114		
0,005	0,139012	45482,45378	2,95033E+20	0,046190732	0,022098167	0,083112939	3324,517579		
0,006	0,166815	54578,94453	3,91757E+20	0,002498359	0,021328629	0,119288776	3313,577104		
0,007	0,194617	63675,43529	4,93096E+20	0,000212083	0,020723999	0,161944074	3304,981101		

Obr. 5.5 Rozhraní úseku

### 5.1.3 Vysvětlení maker

V souboru se nachází 3 opakující se makra. Těmi jsou zmiňované obdélníky s nápisem  $Q = konst$ ,  $Q_{max}$  a  $Q_n = 2982$ . Grafické vysvětlení je na obrázku 5.6, kde zelenou křivkou je znázorněno, jaké hodnoty lze spočítat pomocí jednotlivých maker.



Obr. 5.6 Grafické znázornění funkce maker  
a)  $Q = konst$  b)  $Q_{max}$  c)  $Q_n = 2982$

### **Q = konst**

Toto makro slouží k výpočtu pracovního bodu čerpadla viz obrázek 5.6 a). Mohou se měnit hodnoty průtoku, tlaku a výškového rozdílu. Makro slouží ke stanovení otáček elektromotoru při různých tlacích v hermetické zóně nebo v reaktoru za konstantního průtoku čerpadlem. Může nastat situace, kdy se pracovní bod dostane mimo pracovní oblast čerpadla. Pro tento případ se používají makra  $Q_{max}$  a  $Q_n = 2982$ .

### **Q<sub>max</sub>**

Na obrázku 5.6 b) je znázorněno vhodné použití makra  $Q_{max}$ , které úzce souvisí s použitím  $Q = konst$ . Obecně lze tvrdit, že pokud je dodáván konstantní průtok a snižuje se měrná energie, resp. tlakový rozdíl, tak klesají otáčky čerpadla. Názorný příklad: průtok bude  $85 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ , ale bude se snižovat tlak v reaktoru. Konkrétně u tohoto potrubního systému bude pracovní bod na okraji pracovní oblasti čerpadla při tlaku cca 1,533 MPa. Na obrázku 5.6 b) je znázorněno modrou čarou použití  $Q = konst$ , kde vystoupí z pracovní oblasti a musí být použito makro  $Q_{max}$ . Od této hodnoty se budou snižovat nejen, ale také průtok.

### **Q<sub>n</sub> = 2982**

Slouží k zjištění maximálního průtoku při otáčkách  $2982 \text{ min}^{-1}$  viz obrázek 5.6 c). Praktický příklad použití: bude požadován vysoký průtok např.  $100 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$  ( $\approx 0,0278 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ) při tlaku v reaktoru 2,5 MPa. Čerpadlo je dimenzováno na  $85 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$  ( $\approx 0,02365 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ) při tlaku v reaktoru 2,5 MPa. Z toho podle makra  $Q = konst$  plyne, že dojde ke zvýšení otáček nad jmenovité  $2982 \text{ min}^{-1}$ , což je nežádoucí a je nutno použít právě makra  $Q_n = 2982$ , které spočítá průtok pro maximální otáčky.

## **5.2 Výsledky**

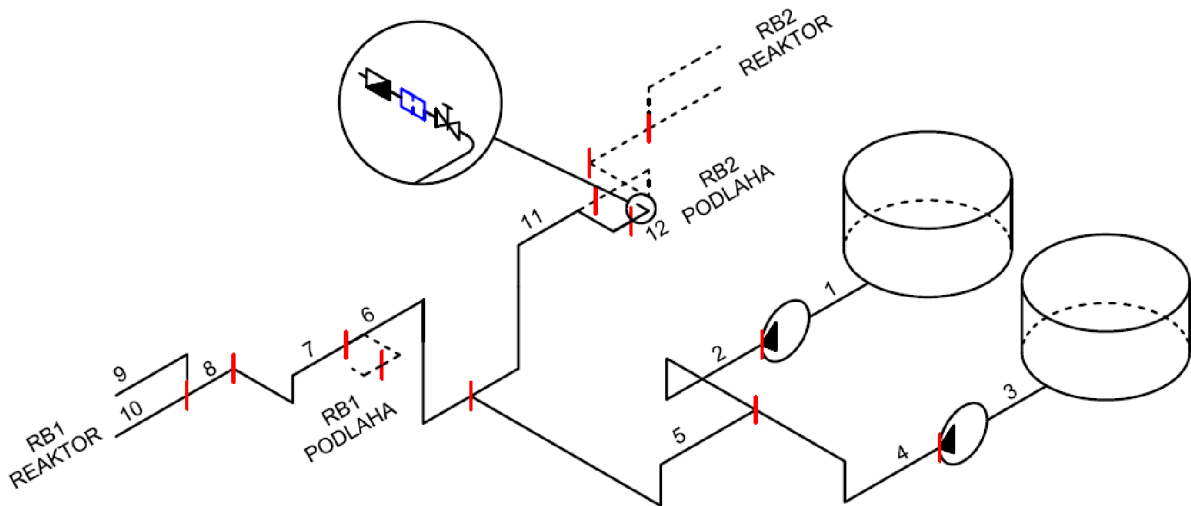
Cílem této diplomové práce bylo nejen navrhnout čerpadlo a potrubní systém, ale také otestovat provozní stavy čerpadla. Jedná se především o zjištění otáček čerpadla při zachování průtoku a současně vyšetřit změny výkonu pohonné jednotky. Jediným regulačním prvkem je samotné čerpadlo, u kterého se předpokládá použití frekvenčního měniče.

Předpoklady pro návrh potrubního systému byly sděleny v kapitole 2.2, kde se píše, že systém by měl být navržen na dodávku chladiva na RB1 i RB2, tzn. paralelní chod čerpadel. Požadovaný průtok je přítom na každý reaktorový blok  $85 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$  tzn. při chodu obou čerpadel celkem  $170 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ .

Hlavním prvkem tohoto potrubního systému je škrťící clona (viz obrázek 5.7 modrá barva) v části potrubí dodávky na podlahu HZ. Obecně lze celý tento systém navrhnout dvěma způsoby:

1. Nebude se uvažovat paralelní chod čerpadel. Místní ztráta škrťící clony na konci trasy dodávky na podlahu se nepřizpůsobuje paralelnímu chodu. Tato varianta je popsána v kapitole 5.2.1.
2. Sekundárně systém přizpůsobit na paralelní chod. Tomu se musí přizpůsobit místní ztráta škrťící clony na konci trasy dodávky na podlahu. Tato varianta je popsána v kapitole 5.2.2.





Obr. 5.7 Izometrický náčrt – paralelní dodávka s detailem části potrubí se škrtecí clonou

### 5.2.1 Neuvažování paralelního chodu

Hlavním požadavkem je průtok  $85 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$  do reaktoru a na podlahu až  $100 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ . Nyní lze místní odpor clony v trase na podlahu upravit tak, aby touto trasou mohlo protékat  $100 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ . V takovém případě se neuvažuje, že by trasa do reaktoru měla nějakou závislost s trasou na podlahu. Pokud je známa charakteristika čerpadla (z trasy do reaktoru), tak lze jednoduše zjistit odpovídající měrnou energii pro průtok  $100 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$  a otáčky  $2982 \text{ min}^{-1}$ . Této měrné energii musí odpovídat i měrná energie potrubí, přičemž neznámou je součinitel místního odporu clony. Řešení vede na iteraci, což lze v excelu jednoduše docílit pomocí funkce „Citlivostní analýzy – hledání řešení“. Pro otáčky  $2982 \text{ min}^{-1}$  a průtok  $100 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$  odpovídá měrná energie  $2357,9 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$ . Po iteraci je hodnota místního odporu clony  $\zeta = 1000$ . V následujících tabulkách budou sepsány parametry jednotlivých variant.

V tabulkách 5.1 a 5.2 je varianta čerpání na podlahu v hermetické zóně. Bylo požadováno vyšetřit změnu otáček při zachování průtoku. V tabulce je shrnuta změna parametrů po změně tlaku v hermetické zóně. V případě čerpání z nádrže TW10B05 je kritickým tlakem  $223,9 \text{ kPa}$ , proto klesají jak otáčky, tak i průtok. Stejný případ nastává i u čerpání z nové nádrže, akorát s rozdílem, že kritický tlak je  $223,3 \text{ kPa}$ .

Pozn.: Kritickým tlakem se zde rozumí tlak, při kterém se pracovní bod nachází na okraji pracovní oblasti čerpadla, a tedy musí klesat nejen otáčky, ale i průtok.

**Tab. 5.1** Vliv změny tlaku v hermetické zóně na parametry, čerpání z nádrže TW10B05

**1 – TW10B05 – podlaha HZ,  $\zeta_{clony} = 1000$**

Tlak v HZ [kPa]	Průtok [t·h <sup>-1</sup> ]	Otáčky elektromotoru [min <sup>-1</sup> ]	Měrná energie [J·kg <sup>-1</sup> ]	Výkon čerpadla [W]	Příkon čerpadla [W]	Příkon elektromotoru [W]	Účinnost čerpadla [%]
350	100	2 981	2 349	65 262	94 600	99 370	69
250	100	2 936	2 249	62 480	90 722	95 296	68,87
223,9	100	2 923	2 223	61 753	89 712	94 236	68,835
200	93,98	2 747	1 963	51 259	74 468	78 222	68,835
101,325	63,22	1 848	888,4	15 599	22 662	23 805	68,835
91,325	59,19	1 730	779	12 809	18 608	19 546	68,835

**Tab. 5.2** Vliv změny tlaku v hermetické zóně na parametry, čerpání z nové nádrže

**1 – Nová nádrž – podlaha HZ,  $\zeta_{clony} = 1000$**

Tlak v HZ [kPa]	Průtok [t·h <sup>-1</sup> ]	Otáčky elektromotoru [min <sup>-1</sup> ]	Měrná energie [J·kg <sup>-1</sup> ]	Výkon čerpadla [W]	Příkon čerpadla [W]	Příkon elektromotoru [W]	Účinnost čerpadla [%]
350	100	2 982	2 350	65 306	94 662	99 435	69
250	100	2 936	2 250	62 523	90 783	95 361	68,87
223,3	100	2 924	2 223	61 780	89 751	94 276	68,835
200	94,13	2 752	1 970	51 511	74 833	78 606	68,835
101,325	63,33	1 851	891	15 679	22 777	23 926	68,835
91,325	59,30	1 733	781	12 875	18 704	19 647	68,835

V tabulkách 5.3 a 5.4 jsou případy čerpání do reaktoru. Zde také dochází k vystoupení pracovního bodu mimo pracovní oblast. Kritickou hodnotou tlaku je v případě čerpání z nádrže TW10B05 1,534 MPa a z nové nádrže 1,533 MPa.

**Tab. 5.3** Vliv změny tlaku v reaktoru na parametry, čerpání z nádrže TW10B05

**2 – TW10B05 – reaktor**

Tlak [MPa]	Průtok [t·h <sup>-1</sup> ]	Otáčky elektromotoru [min <sup>-1</sup> ]	Měrná energie [J·kg <sup>-1</sup> ]	Výkon čerpadla [W]	Příkon čerpadla [W]	Příkon elektromotoru [W]	Účinnost čerpadla [%]
2,5	85	2 968	2 574,4	60 785	87 623	92 041	69,37
2	85	2 728,1	2 073,6	48 960	70 618	74 178	69,33
1,534	85	2 485	1 606,8	37 939	55 115	57 894	68,84
1,5	84,1	2 458	1 571,3	36 697	53 311	55 999	68,835
1	68,7	2 008	1 048,8	20 009	29 069	30 534	68,835
0,7	57,5	1 681	735,1	11 742	17 058	17 919	68,835

**Tab. 5.4** Vliv změny tlaku v reaktoru na parametry, čerpání z nové nádrže

<b>2 – Nová nádrž – reaktor</b>							
Tlak	Průtok	Otáčky elektromotoru	Měrná energie	Výkon čerpadla	Příkon čerpadla	Příkon elektromotoru	Účinnost čerpadla
[MPa]	[t·h <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[J·kg <sup>-1</sup> ]	[W]	[W]	[W]	[%]
<b>2,5</b>	85	2 968	2 574,9	60 797	87 641	92 060	69,37
<b>2</b>	85	2 728,3	2 074,1	48 972	70 635	74 197	69,33
<b>1,533</b>	85	2 485	1 606,2	37 924	55 094	57 872	68,835
<b>1,5</b>	84,1	2 458	1 571,8	36 714	53 339	56 025	68,835
<b>1</b>	68,7	2 008	1 049,1	20 018	29 082	30 549	68,835
<b>0,7</b>	57,5	1 681	735,4	11 748	17 067	17 927	68,835

Pokud se porovnají tabulky 5.1 s 5.2 a 5.3 s 5.4 lze tvrdit, že úseky na začátku trasy (tedy odkud je čerpáno) nemají až takový vliv na výsledné parametry.

Dalším závěrem je existence kritických tlaků. Z tohoto důvodu je doporučeno čerpadlo nevyhovující, jak pro dodávku do reaktoru, tak na podlahu HZ. Je potřeba vybrat jiné čerpadlo, které dodá požadovaný průtok i při nižších tlacích, tzn. do reaktoru 85 t·h<sup>-1</sup> a na podlahu HZ 100 t·h<sup>-1</sup>.

### 5.2.2 Uvažování paralelního chodu

Při uvažování této varianty už trasy mají mezi sebou závislost. U tohoto řešení se vychází z rovnosti měrných energií tras pro průtok 85 t·h<sup>-1</sup>. Pokud se tedy měrné energie rovnají, tak jedinou neznámou je součinitel místního odporu clony a řešení vede opět na iteraci. Výchozím parametrem je měrná energie při průtoku 85 t·h<sup>-1</sup> a 2,5 MPa, která se rovná 2574,9 J·kg<sup>-1</sup>. Po provedení iterace je součinitel místního odporu clony  $\zeta = 1558$ . Nevýhodou této varianty je omezení maximálního průtoku na podlahu na 85 t·h<sup>-1</sup>, protože charakteristika potrubí je s touto ztrátou velmi strmá. V následujících tabulkách 5.5 a 5.6 je uveden vliv změny tlaku v HZ. Tabulky vlivu změny tlaku v reaktoru uvedeny nejsou, protože jsou stejné jako hodnoty v tabulkách 5.3 a 5.4.

**Tab. 5.5** Vliv změny tlaku v hermetické zóně na parametry, čerpání z nádrže TW10B05

<b>1 – TW10B05 – podlaha HZ, <math>\zeta_{clony} = 1558</math></b>							
Tlak v HZ	Průtok	Otáčky elektromotoru	Měrná energie	Výkon čerpadla	Příkon čerpadla	Příkon elektromotoru	Účinnost čerpadla
[kPa]	[t·h <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[J·kg <sup>-1</sup> ]	[W]	[W]	[W]	[%]
<b>350</b>	85	2 968	2 574	60 775	87 609	92 027	69,37
<b>250</b>	85	2 921	2 474	58 410	84 175	88 419	69,39
<b>200</b>	85	2 874	2 374	56 046	80 758	84 830	69,4
<b>101,325</b>	85	2 851	2 325	54 894	79 101	83 089	69,4
<b>91,325</b>	85	2 846	2 315	54 658	78 761	82 732	69,4

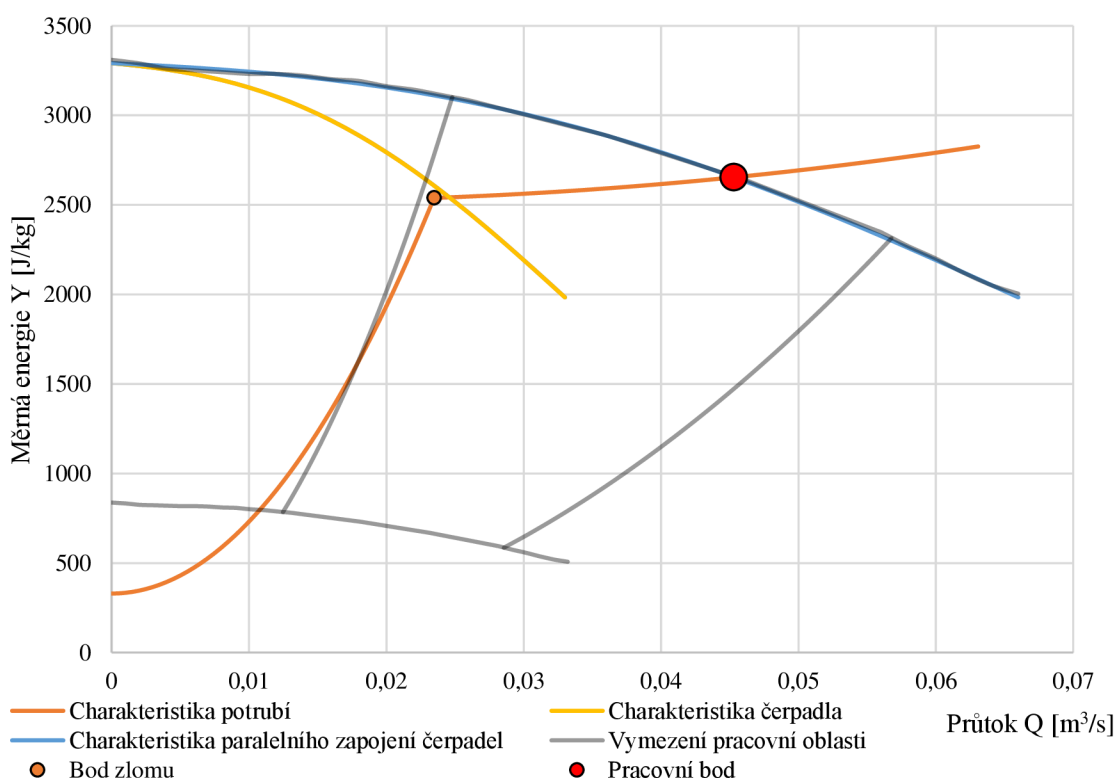
**Tab. 5.6** Vliv změny tlaku v hermetické zóně na parametry, čerpání z nové nádrže

<b>1 – Nová nádrž – podlaha HZ, <math>\zeta_{clony} = 1558</math></b>							
<b>Tlak v HZ</b>	<b>Průtok</b>	<b>Otáčky elektromotoru</b>	<b>Měrná energie</b>	<b>Výkon čerpadla</b>	<b>Příkon čerpadla</b>	<b>Příkon elektromotoru</b>	<b>Účinnost čerpadla</b>
<b>[kPa]</b>	<b>[t·h<sup>-1</sup>]</b>	<b>[min<sup>-1</sup>]</b>	<b>[J·kg<sup>-1</sup>]</b>	<b>[W]</b>	<b>[W]</b>	<b>[W]</b>	<b>[%]</b>
<b>350</b>	85	2 968	2 575	60 787	87 626	92 004	69,37
<b>250</b>	85	2 921	2 474	58 422	84 192	88 437	69,39
<b>200</b>	85	2 874	2 374	56 057	80 775	84 847	69,4
<b>101,325</b>	85	2 851	2 325	54 906	79 118	83 107	69,4
<b>91,325</b>	85	2 846	2 315	54 669	78 777	82 749	69,4

Z tabulek 5.5 a 5.6 vyplývá, že nedochází ke změně průtoku. To znamená, že pracovní bod je bezpečně v pracovní oblasti čerpadla. Při  $\zeta_{clona} = 1558$  se dosahuje nižších průtoků, než je tomu u první varianty. Nedochází zde ke snížení průtoku vlivem snížení tlaku, což je velká výhoda. Nicméně existence kritických tlaků v trase do reaktoru vede opět na potřebu jiného čerpadla.

Hlavním důvodem zvýšení součinitele odporu clony je paralelní chod čerpadel a rozdělení průtoků. U paralelního chodu nastává hned několik problémů a jedná se o nejsložitější variantu. Prvním problémem je zvýšení průtoku ve společné části potrubí a s tím je spojená vyšší tlaková ztráta. Dalším problémem je rozdílné paralelní potrubí na začátku a na konci systému. Z předchozích variant lze tvrdit, že rozdíl tlakových ztrát při čerpání z nádrže TW10B05 a nové nádrže není velký a v porovnání ztrát v celém potrubí nebo cloně je až zanedbatelný. Z tohoto důvodu je zavedeno zjednodušení, že otáčky čerpadel budou stejné  $n_1 = n_2$ . Pro koncovou část potrubí nelze zavést žádné zjednodušení.

Finální charakteristika potrubí se pak skládá ze dvou křivek, které jsou přerušené v tzv. bodě zlomu. Bodem zlomu se rozumí stav, kdy začne částí potrubí o vyšším tlaku proudit chladivo. Měrné energie se od tohoto bodu shodují a dochází k dělení průtoků. Velkým problémem je velmi rozdílná charakteristika potrubí viz obrázek 5.8.



**Obr. 5.8 Paralelní chod**

$$p_{reaktor} = 2,5 \text{ MPa}, p_{HZ} = 350 \text{ kPa}, n = 2982 \text{ min}^{-1}, \dot{m}_{max} = 163 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$$

Z grafu lze vidět, že do bodu zlomu je dodávka chladiva pouze na podlahu. Vlivem zvýšení tlakové ztráty ve společném úseku se sníží celkový dodávaný průtok ze  $170 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$  na  $163 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$ , protože je dosaženo maximálních otáček  $2982 \text{ min}^{-1}$ . Pro dodávku  $170 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$  by otáčky elektromotoru musely být  $3015 \text{ min}^{-1}$ . O možných stavech vystoupení pracovního bodu mimo pracovní oblast je nutno konzultovat s výrobcem. V následující tabulce jsou shrnuty 3 varianty navýšení otáček pro dosažení požadovaných parametrů. V tabulce jsou zeleně označeny hodnoty, kterých bylo požadováno dosáhnout. Červené označení znamená překročení parametrů čerpadla.

**Tab. 5.7 Vliv navýšení průtoku na otáčky a rozdělení průtoku**

Paralelní chod							
Tlak v reaktoru [MPa]	Tlak v HZ [kPa]	Otáčky elektromotoru [ $\text{min}^{-1}$ ]	Měrná energie [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ]	Průtok [ $\text{t}\cdot\text{h}^{-1}$ ]	Průtok do reaktoru [ $\text{t}\cdot\text{h}^{-1}$ ]	Průtok na podlahu [ $\text{t}\cdot\text{h}^{-1}$ ]	Příkon čerpadla [W]
2,5	350	2982	2654,1	162,8	76,3	86,5	91 106
2,5	350	3015	2669,9	170	83,2	86,8	95 483
2,5	350	3024	2674,3	171,9	85	86,89	96 687

Při maximálních tlacích v reaktoru  $2,5 \text{ MPa}$  a v HZ  $350 \text{ kPa}$  je dosaženo požadovaného průtoku  $85 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$  do reaktoru při celkovém průtoku  $171,9 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$ . Ovšem dojde k překročení maximálního příkonu čerpadla ( $= 95,5 \text{ kW}$ ) a otáček elektromotoru. Samozřejmě tlak v reaktoru

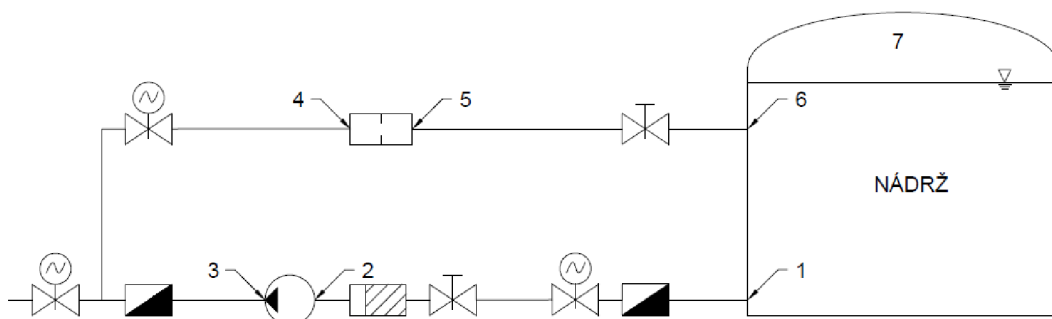
a v HZ se může měnit a dojde k jinému rozdělení průtoků. Pokud je poměr průtoků přibližně 50/50, tak změnou např. tlaku v reaktoru na 1,5 MPa se bilance průtoků výrazně změní. V takovém případě by průtok do reaktoru byl podstatně vyšší a regulace čerpadla změnou otáček je neefektivní. Řešením je regulace škrcením na některé z armatur do reaktoru. Z hlediska spolehlivosti se s touto variantou regulace neuvažuje.

Ze sdělených skutečností je rozdělení průtoku do reaktoru a na podlahu HZ prakticky neregulovatelné. Proto paralelní chod čerpadel nelze uvažovat.

Nejsem plně obeznámen se stavu, které mohou nastat, a proto bych důkladnější analýzu nechal na zadavateli a odkázal bych na excelovský hydraulický model.

### 5.2.3 Recirkulace

Trasa recirkulace je nezávislá na typu návrhu, proto je uvedena samostatně. Jak už bylo řečeno, trasa recirkulace slouží ke zkoušení čerpadla. Hlavním prvkem v této trase je opět škrtící clona viz kapitola 4.3.1. Schéma trasy recirkulace je na obrázku 5.9.



Obr. 5.9 Trasa recirkulace

V této trase nelze měnit jiné parametry než průtok čerpadlem, resp. otáčky čerpadla. Clona byla navržena pro průtok  $85 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ , tedy při vyšších průtocích by došlo k překročení maximálních otáček čerpadla. V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty měrné energie, resp. tlaku podle obrázku 5.9 pro čerpání z nádrže TW10B05 a nové nádrže pro průtok  $85 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ .

Tab. 5.8 Hodnoty měrné energie, resp. tlaku pro průtok  $85 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$

Pozice	TW10B05		Nová nádrž	
	Měrná energie [J·kg <sup>-1</sup> ]	Tlak [Pa]	Měrná energie [J·kg <sup>-1</sup> ]	Tlak [Pa]
1	165,2	164 913	165,2	164 913
2	163,4	163 095	162,7	162 474
3	2 739,8	2 735 226	2 743,5	2 738 902
4	2 689,1	2 684 666	2 692,8	2 688 341
5	122,7	122 451	126,3	126 126
6	121,1	120 905	121,1	120 905
7	101,5	101 325	101,5	101 325

## ZÁVĚR

Práce se zabývá návrhem hydraulické části nového potrubního systému do stávajícího projektu Jaderné elektrárny Dukovany. Funkcí potrubního systému je zmiřování následků nadprojektových a těžkých havárií JE dodávkami chladiva do reaktoru a na podlahu hermetické zóny.

V úvodu práce se lze dočíst o nezbytně nutné teorii, ve které jsou vždy uvedeny zavedené předpoklady a důvody zavedení. Druhá kapitola začíná předpoklady provozních stavů, popisem trasy a její geometrií s následnou volbou materiálu a pevnostním výpočtem pro minimální tloušťku stěny trubky s následným ověřením, zda zvolená výrobní tloušťka trubky je dostatečná.

Ve třetí kapitole jsou konkrétní vybraná nebo doporučená potrubní příslušenství. Také tu jsou uvedeny výpočty hydraulických odporů jednotlivých částí, jako jsou různé tvarovky, armatury a ostatní odpory (vtoky, výtoky apod.).

Další kapitoly se týkají hydraulického výpočtu. Ve čtvrté kapitole jsou obecně analyzovány jednotlivé případy použití potrubní trasy. Těmi jsou – dodávka do reaktoru, dodávka na podlahu hermetické zóny, zkoušení čerpadla, tzn. trasa recirkulace a posledním případem je paralelní chod čerpadel – současná dodávka do reaktoru a na podlahu hermetické zóny. Uvedené vztahy jsou použity v iteračním výpočtovém postupu zpracovaném v excelovském souboru ve formátu .xlsm, tedy list s podporou maker v programovacím jazyce VBA (Microsoft Visual Basic for Applications).

V páté kapitole je vysvětlení a návod k používání tohoto modelu. Model je univerzální pro tuto konkrétní trasu tzn., že lze měnit teplotu média (hustotu), průměry potrubí, typ čerpadla a odpory místních ztrát. Výpočtový model má sloužit jako nástroj pro navržení této trasy. Cílem práce bylo navrhnout trasu a čerpadlo a vyšetřit, jak se budou měnit otáčky čerpadla, resp. elektromotoru, když se budou měnit hodnoty tlaků v reaktoru a hermetické zóně při různých hodnotách dodávky chladiva. Výstupy z hydraulického modelu jsou grafy pracovních bodů včetně hodnot otáček čerpadla, výkonů, příkonů, účinností čerpadla a určení hodnoty  $NPSH_A$ .

Trasa byla navržena na nižší rychlosti v potrubí. Z toho vyplývá, že průměry potrubí jsou větší. Pro tyto průměry bylo navrženo čerpadlo, které doporučila firma SIGMA GROUP a.s. Následně byly prošetřeny provozní stavy a došlo se k závěrům, že čerpadlo není schopno dodávat požadovaný průtok při nižších tlacích z důvodu omezení pracovní oblasti čerpadla. Proto je vhodné zaměnit čerpadlo za výkonnější.

Při paralelním chodu čerpadel a rozdělení průtoku chladiva na oba reaktorové bloky je regulace změnou otáček čerpadel velmi neefektivní. Do systému by bylo vhodné přidat další regulační prvek. Z hlediska požadavku na vysokou spolehlivost havarijního systému pro potlačení těžkých havárií je přidání dalších regulačních prvků nežádoucí. Z těchto důvodů nelze uvažovat o paralelní dodávce chladiva na oba bloky současně. V případě souběhu těžkých havárií na obou blocích by se dodávka chladiva musela střídát v závislosti na závažnosti situace.

Dalším faktorem, který nemohl být posouzen, je ekonomické hledisko. Trasa má průměry DN 200 a DN 150. Bylo by vhodné posoudit, zda se z ekonomické stránky vyplatí nižší průměry např. DN 150 a DN 125 a výkonnější čerpadlo, nebo právě větší průměry a méně výkonné, ale dostatečné čerpadlo.

Osobně si myslím, že s výjimkou čerpadla, je můj návrh spíše konzervativní a předimenzovaný. Také z tohoto důvodu byl vytvořen hydraulický model, aby si mohl zadavatel návrh upravit.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] VARCHOLA, Michal, Branislav KNÍŽAT a Peter TÓTH. *Hydraulické riešenie potrubných systémov*. Bratislava: Viena, 2004, 265 s. : il. ISBN 80-8073-126-8.
- [2] JANALÍK, Jaroslav. *Hydrodynamika a hydrodynamické stroje* [online]. Ostrava: Vysoká škola Báňská - Technická univerzita Ostrava, 2008 [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Janalik-HYDRODYNAMIKAHYDRODYNAMICKESTROJE.pdf>
- [3] PEKAŘ, Václav. LAMINÁRNÍ PROUDĚNÍ A REYNOLDSOVO ČÍSLO. In: *IPotrubí.cz* [online]. 2021 [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: <https://www.ipotrubí.cz/clanky/6.-hydrodynamicke-a-termodynamicke-vypocty/2.-vypocet-tlakovy-ch-ztrat/1.-laminarni-proudeni-a-reynoldsovo-cislo.html>
- [4] DRÁBKOVÁ, Sylva. *Mechanika tekutin* [online]. 1. vydání. Ostrava: Vysoká škola Báňská - Technická univerzita Ostrava, 2007 [cit. 2021-04-08]. ISBN 978-80-248-1508-4. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Drabkova-Mechanikatekutin.pdf>
- [5] KRBEK, Jaroslav, Jan FIEDLER a Bohumil POLESNÝ. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. 1. vyd. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.
- [6] Moody chart. In: *Tec-science.com* [online]. 2020 [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: <https://www.tec-science.com/mechanics/gases-and-liquids/moody-chart-diagram/>
- [7] BLEJCHAŘ, Tomáš a Sylva DRÁBKOVÁ. *Čerpací technika a potrubí návody do cvičení* [online]. 1. vydání. Ostrava: Vysoká škola Báňská - Technická univerzita Ostrava, 2010 [cit. 2021-04-08]. ISBN 978-80-248-2205-1. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Blechar-Drabkova-CTaPNDC.pdf>
- [8] MELICHAR, Jan. *Hydraulické a pneumatické stroje: část čerpadla*. Vydání první. V Praze: České vysoké učení technické, 2009, 139 stran : ilustrace. ISBN 978-80-01-04383-7.
- [9] ČSN 11 0000: *Rozdělení a terminologie čerpadel*. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [10] ŠKORPÍK, Jiří. Vodní turbíny a hydrodynamická čerpadla. *Transformační technologie* [online]. Brno: Jiří Škorpík, 2011 [cit. 2021-04-08]. ISSN 1804-8293. Dostupné z: <https://www.transformacni-technologie.cz/21.html>
- [11] BACHUS, Larry. "EVERYTHING YOU NEED TO KNOW ABOUT NPSH, AND SOME THINGS YOU DIDN'T". *Empoweringpumps.com* [online]. 2020 [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <https://empoweringpumps.com/everything-you-need-to-know-about-npsh-and-some-things-you-didnt/>



- [12] ČSN 11 0033: *Strojní čerpadla - zkoušení Třída C*. Praha: Český normalizační institut, 1977.
- [13] Centrifugal Pumps Modulated Capacity. In: *Engineeringtoolbox.com* [online]. 2006 [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: [https://www.engineeringtoolbox.com/pumps-discharge-regulation-d\\_310.html](https://www.engineeringtoolbox.com/pumps-discharge-regulation-d_310.html)
- [14] Státní ústav pro radiační ochranu, v.v.i.: *Jaderné elektrárny*. *Suro.cz* [online]. 2000 [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: <https://www.suro.cz/cz/radiacni-ochrana/usmernovani-ozareni-pri-cinnostech/jaderne-elektrarny>
- [15] MIKULA, Julius, Jan OBR, Zdeněk ŠTAUBER a Emanuel ŠKRAMLÍK. *Potrubí a armatury*. Vydání druhé, přepracované. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1974, 585 stran : ilustrace, tabulky + 1 list příloh.
- [16] Rozdíly mezi bezešvou a svařovanou trubkou. *Pro-doma.cz* [online]. 2017 [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: <https://www.pro-doma.cz/magazin/rozdily-mezi-bezesvou-a-svarovanou-trubkou-detail-45394>
- [17] *Korozivzdorné oceli - vlastnosti* [online]. Lucembursko: Euro Inox, 2002 [cit. 2021-04-08]. ISBN 2-87997-082-2. Dostupné z: [https://www.cedinox.es/opencms901/export/sites/cedinox/.galleries/publicaciones-tecnicas/StainlessSteelProperties\\_CZ.pdf](https://www.cedinox.es/opencms901/export/sites/cedinox/.galleries/publicaciones-tecnicas/StainlessSteelProperties_CZ.pdf)
- [18] ČSN EN 10217-7: *Svařované ocelové trubky pro tlakové účely - Technické dodací podmínky - Část 7: Trubky z korozivzdorných ocelí*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [19] ČSN EN 13480-3: *Kovová průmyslová potrubí - Část 3: Konstrukce a výpočet*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018.
- [20] ČSN 13 1022: *Svařované a bezešvé trubky z oceli třídy 17 pro potrubí - Konstrukční požadavky*. Praha: Český normalizační institut, 1985.
- [21] ČSN EN 10253-4: *Potrubní tvarovky pro přivařování tupým svarem - Část 4: Austenitické a auteniticko-feritické (duplex) oceli ke tváření se stanovením požadavků na kontrolu*. Praha: Český normalizační institut, 2008.
- [22] SIGMA GROUP A.S. CU. In: *Sigmagroup.cz* [online]. 2021 [cit. 2021-04-09]. Dostupné z: <http://www.sigmagroup.cz/produkty/cu>
- [23] CHEREPANOV, Alexey. *Steam calculator* [software]. In: . [cit. 2021-04-22]. Dostupné z: <https://play.google.com/store/apps/details?id=ru.lextop.steamcalculator&hl=cs>
- [24] ROČEK, Jaroslav. *Průmyslové armatury*. Vyd. 1. Praha: Informatorium, 2002, 253 s. : il. ISBN 80-7333-000-8.

- [25] Šoupátko AS00. *Armaturygroup.cz* [online]. 2017 [cit. 2021-04-09]. Dostupné z: [https://www.armaturygroup.cz/data/files/b32eb90fadd5955d9be46ea12bdd34ec\\_AS00\\_CZ.pdf](https://www.armaturygroup.cz/data/files/b32eb90fadd5955d9be46ea12bdd34ec_AS00_CZ.pdf)
- [26] Armatury: Armatury pro jadernou energetiku. In: *Armaturygroup.cz* [online]. 2017 [cit. 2021-04-09]. Dostupné z: [https://www.armaturygroup.cz/armatury/armatury-pro-jadernou-energetiku\\_ca8](https://www.armaturygroup.cz/armatury/armatury-pro-jadernou-energetiku_ca8)
- [27] Klapka zpětná L10.1 117 540. In: *Armatury-topaz.cz* [online]. 2021 [cit. 2021-04-09]. Dostupné z: <https://www.armatury-topaz.cz/produkt/klapka-zpetna-1101-117-540>
- [28] Sortiment: Armatury pro jadernou energetiku. In: *Msa.cz* [online]. Dolní Benešov: MSA, 2016 [cit. 2021-04-09]. Dostupné z: <https://www.msa.cz/sortiment/>
- [29] ARAKO ROSATOM. FILTR C09.2. In: *Arako.cz* [online]. Opava, 2021 [cit. 2021-04-09]. Dostupné z: [https://www.arako.cz/wp-content/uploads/2021/02/CZ\\_316\\_Filtr\\_C09\\_2\\_PN10\\_40\\_2021\\_02\\_09.pdf](https://www.arako.cz/wp-content/uploads/2021/02/CZ_316_Filtr_C09_2_PN10_40_2021_02_09.pdf)
- [30] Basics of Restriction Orifice (RO). *Instrumentationtools.com* [online]. 2020 [cit. 2021-04-09]. Dostupné z: <https://instrumentationtools.com/basics-restriction-orifice-ro/>
- [31] KUMAR DEY, Anup. Restriction Orifice/ Restriction Orifice Plate. *Whatispiping.com/* [online]. 2021 [cit. 2021-04-09]. Dostupné z: <https://whatispiping.com/restriction-orifice>
- [32] IDELCHIK, I.E. *Handbook of hydraulic resistance: Coefficients of local resistance and of friction* [online]. Moskva-Leningrad: Gosudarstvennoe Energeticheskoe Izdatel'stvo, 1960 [cit. 2021-04-08]. Dostupné z: <https://www.nrc.gov/docs/ML1220/ML12209A041.pdf>
- [33] LABOUTKA, Karel a Tomáš SUCHÁNEK. *Hodnoty součinitelů místních ztrát - T-kusy - podrobně* [online]. © 2001-2021 [cit. 2021-04-09]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/24-hodnoty-soucinitelu-mistnich-ztrat-t-kusy-podrobne>
- [34] *TECHNICKÉ PODMÍNKY pro armatury jaderných zařízení: ZPĚTNÉ KLAPKY Typ A 44 I27*. MSA, a. s. Dolní Benešov, 2012.
- [35] *Technické podmínky POTRUBNÍ ARMATURY PRO JADERNÉ ELEKTRÁRNY: ŠOUPÁTKA KLÍNOVÁ TYP AS 00*. ARMATURY Group, 2018.
- [36] *Technické podmínky: FILTR C09.2*. ARAKO ROSATOM, 2021.

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
$A$	Tažnost	[%]
$A_l$	Tažnost v podélném směru	[%]
$A_t$	Tažnost v příčném směru	[%]
$c_0$	Korozní a erozní přídavek	[m]
$c_1$	Kladná hodnoty odchylky poskytnutá výrobcem potrubí	[m]
$c_2$	Přídavek na nepřesnost výroby	[m]
$c_i$	Absolutní rychlost proudění	[m · s <sup>-1</sup> ]
$d$	Vnitřní průměr trubky	[m]
$D$	Vnější průměr trubky	[m]
$d_h$	Charakteristický rozměr	[m]
$D_i$	Vnitřní průměr trubky	[m]
$DN$	Jmenovitá světlost	[–]
$D_o$	Vnější průměr trubky	[m]
$d_{or}$	Průměr otvoru v cloně	[m]
$e$	Minimální tloušťka pro odolání tlaku bez přídavku	[m]
$e_{exp}$	Očekávaná (průměrná) tloušťka stěny	[m]
$e_{ext}$	Minimální tloušťka stěny na vnější straně ohybu	[m]
$e_{int}$	Minimální tloušťka stěny na vnitřní straně ohybu	[m]
$e_n$	Jmenovitá tloušťka	[m]
$e_{ord}$	Objednaná tloušťka	[m]
$f$	Dovolené namáhání	[Pa]
$\bar{f}$	Cross-section coefficient	[–]
$F_o$	Průtočná plocha potrubím	[m <sup>2</sup> ]
$F_{or}$	Plocha jednoho otvoru v cloně	[m <sup>2</sup> ]
$g$	Gravitační zrychlení	[m · s <sup>-2</sup> ]
$H$	Dopravní výška	[m]
$H_s$	Sací výška	[m]
$h_z$	Ztrátová (třecí) výška	[m]
$k$	Absolutní drsnost potrubí	[m]
$l$	Délka	[m]
$M$	Moment	[N · m]
$\dot{m}$	Hmotnostní tok	[kg · s <sup>-1</sup> ]
$M^+$	Moment při redukováných otáčkách	[N · m]
$m_c$	Celková hmotnost	[kg]
$m_{H_2O}$	Hmotnost vody	[kg]
$m_{H_3BO_3}$	Hmotnost kyseliny borité	[kg]
$n$	Poměr poloměru ohybu a vnitřního průměru	[–]

$n$	Otáčky čerpadla	$[\text{min}^{-1}]$
$n^+$	Otáčky čerpadla při redukováných otáčkách	$[\text{min}^{-1}]$
$NPSH$	Net Positive Suction Head	$[\text{m}]$
$NPSHA$	Net Positive Suction Head Available	$[\text{m}]$
$NPSHR$	Net Positive Suction Head Required	$[\text{m}]$
$NPSHR^+$	Net Positive Suction Head Required pro redukované otáčky	$[\text{m}]$
$P_1$	Hydraulický výkon, výkon čerpadla	$[\text{W}]$
$P_2$	Příkon čerpadla	$[\text{W}]$
$P_2^+$	Příkon čerpadla při redukováných otáčkách	$[\text{W}]$
$p_{atm}$	Atmosférický tlak	$[\text{Pa}]$
$p_c$	Výpočtový tlak	$[\text{Pa}]$
$PN$	Jmenovitý tlak	$[-]$
$p_{nádrž}$	Tlak v nádrži	$[\text{Pa}]$
$p_{reaktor}$	Tlak v reaktoru	$[\text{Pa}]$
$p_v$	Tlak sytých par	$[\text{Pa}]$
$p_z$	Tlaková ztráta	$[\text{Pa}]$
$Q$	Objemový průtok	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
$Q^+$	Objemový průtok při redukováných otáčkách	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
$Q_i$	Objemový průtok jednotlivých úseků	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
$Q_{max}$	Objemový průtok na okraji pracovní oblasti	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
$Q_{n=2982}$	Objemový průtok pro otáčky $2982 \text{ min}^{-1}$	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
$Q_{RB1}$	Objemový průtok do reaktorového bloku 1	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
$Q_{RB2}$	Objemový průtok do reaktorového bloku 2	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
$R$	Poloměr ohybu	$[\text{m}]$
$Re$	Reynoldsovo číslo	$[-]$
$Re_{kr}$	Kritické Reynoldsovo číslo	$[-]$
$R_m$	Pevnost v tahu	$[\text{MPa}]$
$R_{p0,2t}$	Smluvní mez kluzu	$[\text{MPa}]$
$R_{p1,0t}$	Smluvní mez kluzu	$[\text{MPa}]$
$S$	Plocha průtočného průřezu	$[\text{m}^2]$
$t$	tloušťka stěny potrubí	$[\text{m}]$
$T$	Teplota	$[\text{°C}]$
$t_l$	Tloušťka clony	$[\text{m}]$
$T_{max}$	Maximální pracovní teplota	$[\text{°C}]$
$v$	střední rychlost v potrubí	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
$v_i$	Koncová rychlost úseku	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
$w_{or}$	Rychlost v otvoru	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
$Y$	Měrná energie	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$Y^+$	Měrná energie při redukováných otáčkách	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$Y_{BR}$	Potřebná měrná energie bez ztrát	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$

$Y_{\epsilon}$	Měrná energie čerpadla	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$Y_{\epsilon i, \text{redukovaná}}$	Redukovaná měrná energie čerpadla	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$Y_{\text{dyn}}$	Dynamická složka měrné energie	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$Y_p$	Potřebná měrná energie	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$Y_{\text{st}}$	Statická složka měrné energie	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$Y_z$	Ztrátová měrná energie	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$Y_{z,i}$	Ztrátová měrná energie jednotlivých úseků	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$Y_{z, \text{paralelní}}$	Ztrátová měrná energie paralelního úseku	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$Y_{z, \text{série}}$	Ztrátová měrná energie sériového úseku	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$z$	Součinitel svarového spoje	$[-]$
$\Delta H$	Rozdíl výšek	$[\text{m}]$
$\Delta h$	Bezpečnostní zvýšení výšky	$[\text{m}]$
$\Delta p$	Tlaková diference	$[\text{Pa}]$

Symbol	Veličina	Jednotka
$\alpha$	Úhel absolutní rychlosti	$[\circ]$
$\alpha$	Středový úhel ohybu	$[\circ]$
$\alpha^+$	Úhel absolutní rychlosti při redukováných otáčkách	$[\circ]$
$\beta$	Úhel relativní rychlosti	$[\circ]$
$\beta^+$	Úhel relativní rychlosti při redukováných otáčkách	$[\circ]$
$\Delta$	Absolutní drsnost povrchu	$[\text{m}]$
$\bar{\Delta}$	Relativní drsnost povrchu	$[-]$
$\epsilon$	Relativní drsnost potrubí	$[-]$
$\epsilon$	Přídavná tloušťka plynoucí z výběru	$[\text{m}]$
$\eta$	Účinnost čerpadla	$[-]$
$\eta^+$	Účinnost čerpadla při redukováných otáčkách	$[-]$
$\lambda$	Součinitel tření	$[-]$
$\mu$	Dynamická viskozita	$[\text{Pa} \cdot \text{s}]$
$\nu$	Kinematická viskozita	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
$\nu^+$	Kinematická viskozita při redukováných otáčkách	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
$\zeta$	Ztrátový součinitel	$[-]$
$\zeta_0$	Součinitel místního odporu pro trubku kruhového pro ohyb	$[-]$
$\pi_{or}$	Obvod otvoru	$[\text{m}]$
$\rho$	Hustota směsi	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
$\rho^+$	Hustota směsi při redukováných otáčkách	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
$\rho_{H_2O}$	Hustota vody	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
$\rho_{H_3BO_3}$	Hustota kyseliny borité	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
$\omega_{H_2O}$	Hmotnostní zlomek vody	$[-]$
$\omega_{H_3BO_3}$	Hmotnostní zlomek kyseliny borité	$[-]$

<b>Zkratka</b>	<b>Význam</b>
TH61D01	Označení potrubní trasy od nízkotlakého čerpadla
AZ	Aktivní zóna
BAPP	Budova aktivních pomocných provozů
ČSN	Česká technická norma
DIN	Deutsche Industrie Norm
EDU	Elektrárna Dukovany
ENSREG	European Nuclear Safety Regulators Group
HVB	Hlavní výrobní blok
HZ	Hermetická zóna
JE	Jaderná elektrárna
RB1,2	Reaktorový blok
TW10B05	Nádrž aktivního zahuštěného koncentrátu
TW10B06	Nádrž aktivního zahuštěného koncentrátu
VBA	Visual Basic for Applications
VVER	Vodo-vodní energetický reaktor
R	Reaktor
P	Podlaha

## **SEZNAM PŘÍLOH**

- Příloha č. 1: Hydraulický výpočtový model
- Příloha č. 2: Výkres 1 - EDU-HPT-HVB1-1
- Příloha č. 3: Výkres 2 - EDU-HPT-HVB1-2
- Příloha č. 4: Výkres 3 - EDU-HPT-HVB1-3
- Příloha č. 5: Kusovník potrubní trasy