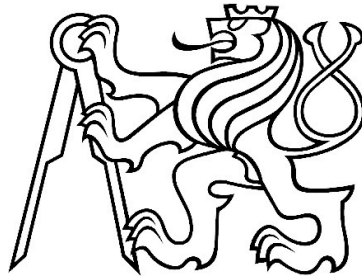


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ
FAKULTA STAVEBNÍ
KATEDRA ZDRAVOTNÍHO A EKOLOGICKÉHO INŽENÝRSTVÍ



EXPERIMENTÁLNÍ HODNOCENÍ VÝTLAČNÝCH
SYSTÉMŮ ČERPADEL

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Bc. EVA ŠTROBLOVÁ

Vedoucí diplomové práce: Ing. FILIP HORKÝ, Ph.D.

Leden 2019


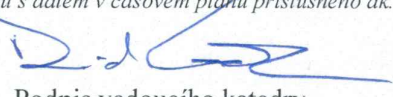


ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

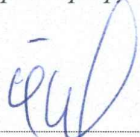
Příjmení: Štroblová	Jméno: Eva	Osobní číslo: _____
Zadávající katedra: Katedra zdravotního a ekologického inženýrství		
Studijní program: Stavební inženýrství		
Studijní obor: Vodní hospodářství a vodní stavby		

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce: Experimentální hodnocení výtlačných systémů čerpadel	
Název diplomové práce anglicky: Experimental assessment of pump displacement systems	
Pokyny pro vypracování: Rešerše literatury k dané tématice. Experimentální měření charakteristik na fyzikálním modelu. Vyhodnocení naměřených dat. Závěry a doporučení.	
Seznam doporučené literatury: KOLÁŘ V., a kol.: Hydraulika. Praha: SNTL, 1983, Melichar J., Úvod do čerpací techniky. Praha: ČVUT, 2012. ISBN 9788001050569 ČSN EN ISO 14414	
Jméno vedoucího diplomové práce: Ing. Filip Horký, Ph.D.	
Datum zadání diplomové práce: 04.10.2018	Termín odevzdání diplomové práce: 07.01.2019 <i>Údaj uveďte v souladu s datem v časovém plánu příslušného ak. roku</i>
 Podpis vedoucího práce	 Podpis vedoucího katedry

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Beru na vědomí, že jsem povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je nutné uvést v diplomové práci a při citování postupovat v souladu s metodickou příručkou ČVUT „Jak psát vysokoškolské závěrečné práce“ a metodickým pokynem ČVUT „O dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací“.

<u>4.10.2018</u> Datum převzetí zadání	 Podpis studenta(ky)
---	--

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracovala samostatně a že jsem uvedla veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

V Praze dne 6.1.2019

.....

Bc. Eva Štroblová

Poděkování

Tímto bych ráda poděkovala panu Ing. Filipovi Horkému, Ph.D. za jeho trpělivost, připomínky a cenné rady a za odborné vedení, bez kterého by tato diplomová práce nemohla vzniknout.

Anotace:

Daná diplomová práce se zabývá experimentálním vyhodnocením výtlačného systému čerpadel. Práce je rozdělena na dvě části: teoretickou a praktickou. V teoretické části je podrobně rozebrána problematika výtlačného systému a jeho částí – potrubí a čerpadlo. Dále je zde popsána hydraulika výtlačného systému a jeho prvků, určení pracovního bodu čerpadla a okrajově je zmíněn hydraulický ráz. V praktické části následuje popis fyzikálního modelu, na kterém proběhlo měření. Jde o paralelně zapojená čerpadla se samostatnými sacími potrubími a společným výtlačným potrubím. Podrobně je zde také rozepsáno složení jednotlivých komponentů modelu a měřicí techniky, která byla na fyzikálním modelu použita. V další části následuje popis vlastního hydraulického měření a jeho výsledků. Pomocí modelu byly vyhodnoceny součinitelé místních ztrát energie pro různé způsoby spojení výtlačných potrubí dvou paralelně zapojených čerpadel. Z vyhodnocených výsledků součinitelů místních ztrát byla provedena analýza investičních nákladů, provozních nákladů a návratnosti investic.

Klíčová slova

výtlačný systém, čerpadlo, místní ztráty, měření

Annotation:

The aim of this thesis is an experimental assessment of a pump displacement system. The thesis is divided into two main parts: the theoretical part and the practical part. The first one contains a description of the pump displacement system and its parts – piping and pump. There is also a description of hydraulics of the pump displacement system and its parts, the determination of the working point of the pump and a simplified description of the hydraulic impact is added at the end of the theoretical part. The practical part contains a physical model on which the measurements were made. The model is a parallel connected pump with separate suction pipes and common displacement pipes. In the next chapter there is a description of the individual components of the model and the measuring technique used on the physical model. In the last part the hydraulics measurements and its results are presented. Thanks to the model it was able to determine a local loss coefficient for different types of connections in displacement pipes system. The assessed results of the local loss coefficients were used in analysis of a capital expenditure, operating costs and a return on investment.

Keywords

displacement system, pump, local loss, measurement

Obsah

1. Úvod.....	8
1.1. Cíle práce.....	9
A. TEORETICKÁ ČÁST	10
2. Výtlačný systém	10
2.1. Základní pojmy	10
2.2. Prvky výtlačného systému.....	11
2.2.1. Potrubí	11
2.2.2. Čerpací jednotka	16
3. Hydraulika výtlačného systému	21
3.1. Potrubí.....	21
3.1.1. Hydraulické ztráty v potrubí – charakteristika potrubí	21
3.2. Čerpadlo	32
3.2.1. Charakteristika čerpadla	32
3.2.2. Optimalizace provozu čerpadel.....	35
3.3. Určení pracovního bodu	37
3.4. Hydraulický ráz	39
3.4.1. Protirázová ochrana.....	40
4. Experimentální hodnocení	41
4.1. Modelování trubních systémů	41
4.1.1. Fyzikální modelování.....	42
4.1.2. Matematické modelování	43
4.2. Měření hydraulických veličin.....	43
4.2.1. Přístroje na měření průtoku	44
4.2.2. Přístroje pro měření tlaku	50
4.2.3. Přístroje měřící výšku hladin	51
B. PRAKTICKÁ ČÁST.....	52
5. Fyzikální model	52

5.1. Schéma	53
5.2. Složení modelu	54
5.3. Použitá měřicí technika	58
6. Hydraulické měření	61
6.1. Naměřené hodnoty	62
6.1.1. Varianta A.....	62
6.1.2. Varianta B.....	64
6.1.3. Varianta C.....	66
6.1.4. Varianta D.....	68
6.2. Zpracování naměřených dat, výsledky.....	70
6.2.1. Varianta A.....	71
6.2.2. Varianta B.....	72
6.2.3. Varianta C.....	73
6.2.4. Varianta D.....	74
6.3. Shrnutí výsledků a diskuze.....	75
6.3.1. Průměrný součinitel ζ pro stejné průtoky P_1 a P_2	75
6.3.2. Součinitel ζ pro variabilní průtoky P_1 a P_2	75
6.3.3. Návratnost jednotlivých variant.....	78
7. Závěr	81
8. Seznam použité literatury a podkladů.....	83
9. Přílohy.....	87

1. Úvod

Výtlačný systém slouží pro dopravu kapaliny nebo směsí a je využíván v různých oblastech jako je zásobování obyvatel vodou, závlahové systémy v zemědělství, v energetice, chemickém průmyslu a dalších. [3]

Velký význam má čerpací technika ve vodárenství a balneotechnice. Ve vodárenství se využívá výtlačných systémů k dopravě pitné vody od zdroje přímo ke spotřebišti nebo do úpraven vod a vodojemů. Čerpací stanice se také využívají přímo na úpravě vody. V balneotechnice jsou čerpadla hlavní složkou celého systému a slouží k výměně vody v bazénu a její správné recirkulaci. Celý výtlačný systém pak slouží ke správné úpravě vody v bazénu. Ve větších bazénových centrech se vždy nachází několik čerpadel pro jednotlivé recirkulační okruhy úpravy vody, které kromě hlavního bazénu čerpají vodu například do bazénových atrakcí. [3, 14]

Při návrhu výtlačného systému je třeba vzít v úvahu nejenom technické řešení, ale i ekonomickou stránku (investiční a provozní náklady) a společenské zájmy a jejich důsledky. Celkový návrh by tedy měl zajistit plynulý a bezpečný provoz při co nejmenších nákladech na provoz čerpadel. [9]

Experimentální vyhodnocení slouží k co nejefektivnějšímu návrhu systému. Provozní parametry čerpadla jsou nezbytné k návrhu a jejich následnému provozu s co největší účinností a měly by být navrženy na základě podrobného výpočtu celého výtlačného systému. Experimentální hodnocení slouží jednak k ověření správnosti návrhu systému a zároveň k dílčímu upřesnění jednotlivých součinitelů. Na základě experimentálních dat byly v minulosti odvozeny vztahy pro výpočet proudění v potrubí např. součinitel místních ztrát ζ a dalších parametrů, které vstupují do návrhu.

Zapojení dvou a více paralelních čerpadel se v praxi zpravidla řeší co nejjednoduší cestou, bez ohledu na vznikající místní ztráty. Z tohoto důvodu nedochází k provozu výtlačných systémů s co největší možnou účinností.

1.1. Cíle práce

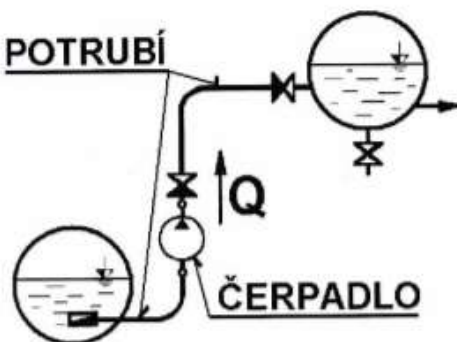
Tato diplomová práce se zabývá experimentálním hodnocením výtlačných systémů čerpadel. Jedním z cílů práce je literární rešerše dané problematiky. Tato rešerše slouží k následnému pochopení praktické části práce. Cílem rešerše je popis výtlačných systémů a jejich prvků, hydrauliky výtlačných systémů a experimentálního hodnocení. Tato část práce přibližuje problematiku hydrauliky výtlačných systémů se zaměřením na místní ztráty, dále pak experimentální hodnocení s podrobnějším popisem měření hydraulických veličin. Hlavním cílem práce bylo posouzení čtyř druhů tvarovek pro spojení výtlačných potrubí dvou paralelně zapojených čerpadel. Posouzení tvarovek probíhalo na fyzikálním modelu pomocí experimentálního měření tlaků před a za jednotlivými tvarovkami. U každé tvarovky bylo cílem získat součinitele místních ztrát jednak pro stejné průtoky obou čerpadel a pak pro různé průtoky jednotlivých čerpadel. Výsledným cílem bylo pak zhodnocení investičních nákladů, ročních provozních nákladů a celkové návratnosti pro jednotlivé tvarovky. Cíle práce lze shrnout v následujících bodech:

- Rešerše literatury dané problematiky
- Experimentální měření tlaků na fyzikálním modelu
- Vyhodnocení součinitelů místních ztrát pro stejné průtoky obou čerpadel
- Vyhodnocení součinitelů místních ztrát pro různé průtoky jednotlivých čerpadel
- Zhodnocení investičních nákladů, ročních provozních nákladů a návratnosti jednotlivých čerpadel

A. TEORETICKÁ ČÁST

2. Výtlačný systém

Pod pojmem výtlačný systém se rozumí systém, který se skládá z čerpadel, potrubí, armatur, nádrží a protirázové ochrany. Účelem tohoto systému je přepravit kapalinu z jedné nádrže do nádrže druhé. [9]



Obrázek 2.1 – Zjednodušené schéma výtlačného systému [9]

2.1. Základní pojmy

Čerpadlo/čerpací jednotka – zařízení, které slouží k dopravě vody čerpáním

Čerpací soustava – skupina čerpacích jednotek, která pracuje ve společném hydraulickém systému

Strojovna – místnost nebo prostor, ve kterém jsou čerpací jednotky

Nejvyšší provozní hladina – maximální hladina v mokré jímce, která dosahuje pod úroveň bezpečnostního přepadu

Nejnižší provozní hladina – minimální hladiny v mokré jímce, která zajišťuje bezpečný provoz čerpadla

Negativní sání – umístění čerpací jednotky, pokud je sání čerpadla nad provozní hladinou

Protirázová ochrana – ochrana celého hydraulického systému, pokud dojde k náhlé změně průtoku a vzniku buď podtlaku nebo přetlaku (např. při přerušení provozu čerpadla)

[2]

2.2. Prvky výtlačného systému

Pro hospodárny, bezpečný a ekologicky nezávadný provoz čerpadla a zároveň i celého systému je třeba, aby na sebe byly všechny prvky systému dobře navázány. [5]

Výběr optimálních prvků systému ovlivňují požadavky provozovatele na parametry zařízení jako je průtok nebo tlak. Aby mohlo být správně provedeno hydraulické řešení, musíme dobře znát parametry a vlastnosti jednotlivých prvků. Základními prvky jsou nádrže (akumulační nádrže, tlakové nádoby), potrubí (roury, trubky, spoje, armatury, tvarovky), čerpadla a měřicí a kontrolní přístroje (měření průtoku, tlaků, teplot, hluku, vibrací).

Pro výtlačný systém je daleko častější vedení kapaliny v uzavřeném potrubí bez volné hladiny. Jedná se o tlakové proudění, kdy je celý profil potrubí zaplněn vodou. [9]

2.2.1. Potrubí

Potrubí tzv. potrubní systém, sloužící k tlakovému rozvodu kapaliny s čerpacím zařízením, se skládá z trubek, tvarovek, armatur a doplňkových částí (pojistná, ochranná, kontrolní a měřicí).

Při návrhu potrubního systému je třeba brát v potaz co nejjednodušší řešení a uspořádání. Toto uspořádání musí být účelné, aby se zamezilo pozdějším problémům při montáži a v následném provozu a obsluze. Návrh systému se musí zároveň zabírat minimalizací hydraulických ztrát v potrubí, pevností, namáháním, uložením, ochrany před vnějším prostředím a odolností vůči účinkům čerpané kapaliny. Díky těmto účinkům mohou vznikat v potrubí síly, které se mohou přenášet zpět na čerpadlo. Z tohoto důvodu je třeba řešit každý návrh systému individuálně s ohledem na konkrétní podmínky provozu.

Materiál, dimenze, délka trub, tvarovek a armatur se volí na základě zajištění bezpečného a spolehlivého provozu. Mechanické vlastnosti materiálu potrubí ovlivňují hydraulické ztráty při proudění a mají tak vliv na pořizovací i provozní náklady. Při výběru materiálu hrají roli hlavně parametry a vlastnosti čerpané kapaliny a vlastnosti prostředí.

Trouby, tvarovky a armatury musí splňovat podmínky, které stanoví aktuální normy (např. ČSN EN 1333, ČSN 13 3000, ČSN EN 598, ČSN 13 2205, ČSN EN 1124 aj.).

Potrubí můžeme dělit podle různých hledisek, např. podle dopravované tekutiny (vodovodní, plynové), účelu (sací, výtlačné), pracovního přetlaku (nízkotlaké, vysokotlaké), umístění (vnitřní, vnější, venkovní), materiálu (kovové, nekovové) a způsobu provedení (hrdlové, přírubové, svařované ad.).

Základní veličiny, které určují parametry trubek, tvarovek a armatur jsou jmenovitý tlak PN a jmenovitá světlost DN. Ve většině případů se v čerpací technice užívají kruhové průřezy trubek, na které navazují svými rozměry tvarovky a armatury. Normalizovanými hodnotami jsou vnější průměr trubek a tloušťka stěny.

Jmenovitý tlak udává nejvyšší možný povolený vnitřní pracovní přetlak, kterému může být potrubí trvale vystaveno. Tento tlak se určuje pomocí pracovního stupně, ke kterému se přiřazuje pracovní teplota a pracovní přetlak. Pracovní teplota závisí na teplotě proudící kapaliny. U pracovního přetlaku mohou rozhodovat stavy, které vzniknou při nestacionárním provozu systému. [4, 9]

Jmenovitá světlost je orientační označení velikosti profilu potrubí. Zpravidla se vztahuje k vnitřnímu průměru trubky, ale nemusí s ním vždy korespondovat. Vnitřní průměr potrubí vychází z výpočtů pomocí rovnice kontinuity v závislosti na střední rychlosti a hydraulickým ztrátám. Jmenovitá světlost se potom volí na základě vnitřního průměru, jmenovitý tlak se volí s ohledem na tloušťku stěny potrubí. Jmenovitá světlost může být udávána v mm nebo v palcích. [9]

Jmenovitá světlost potrubí							
DN	"	DN	"	DN	"	DN	"
6	1/8	32	5/4	125	5	400	16
8	1/4	40	6/4	150	6	450	18
10	3/8	50	2	200	8	500	20
15	1/2	65	2 1/2	250	10	600	24
20	3/4	80	3	300	12		
25	1	100	4	350	14		

Tabulka 2.1 – Převodní tabulka jmenovitých světlostí DN s používaným označením jmenovitých světlostí na palce (") [1]

Materiál	DN
Polyethylen (PE)	10 - 160
Polypropylen (PP)	12 - 160
Polyvinylchlorid (PVC)	5 - 1600
Sklolaminát	100 - 4000
Ocel závitová	10 - 50
Ocel bezešvá	15 - 450
Litina přírubová	80 - 1000
Litina hrdlová	80 - 700

Tabulka 2.2 – Tabulka vybraných trubních materiálů a rozmezí jejich běžně vyráběných dimenzí [34, 38, 40]

Dalším důležitým parametrem je **drsnost potrubí**. V případě čerpací techniky se potom jedná o drsnost vnitřních stěn trubek. Tento parametr výrazně ovlivňuje hydraulické ztráty při turbulentním proudění v potrubí. Hydraulické ztráty se vypočítají pomocí absolutní drsnosti (dále rozlišujeme hydraulickou a relativní drsnost). Absolutní drsnost odpovídá výšce výstupků nerovností vnitřního povrchu stěn potrubí. Různé materiály mají jinou absolutní drsnost (viz tabulka 2.3). Drsnost se zároveň může měnit v čase například korozi nebo zarůstáním potrubí. Hodnoty absolutní drsnosti jsou uvedeny přímo u výrobců trubek anebo v odborné literatuře. [9, 23]

Absolutní drsnost potrubí			
Materiál	k_{\min}	k_{str}	k_{\max}
PVC, PE, PP	0.001	0.01	
Sklolaminát	0.001	0.01	
Azbestocement	0.1	0.4	0.6
Ocel, bežešvá nová	0.015	0.05	0.09
Ocel, svařovaná nová	0.04		0.1
Ocel, mírně zrezivělá	0.25	0.4	1
Ocel, silně inkrustovaná	2	3	>4
Litina, nová s výstelkou	0.1		0.3
Litina, silně inkrustovaná	2	3	>4

Tabulka 2.3 – Doporučené hodnoty výpočtových součinitelů absolutní drsnosti pro některé trubní materiály [20]

Materiál trubek, který se ve výtlačných systémech používá, může být buď kovový nebo nekovový. Kovová potrubí se dělí na tvárnou litinu, šedou litinu a ocel. Mezi nekovové materiály patří plasty (PVC, PE, PP), skelné lamináty, beton, azbestocement atd. [7, 9]

Šedá litina patřila mezi nejdéle a nejčastěji používané materiály u nás, v dnešní době se už nenavrhuje. Její výhodou je velká pevnost a odolnost proti mechanickému opotřebení. Naopak nevýhodami jsou křehkost, velká drsnost potrubí, minimální únosnost v tahu a pohybu a velká hmotnost. **Tvárná litina** se vyrábí úpravou výrobního procesu šedé litiny a oproti ní má lepší mechanické vlastnosti (pevnost, pružnost). Tento materiál spojuje výhody šedé litiny a ocele. Materiály z litiny se spojují pomocí hrdlových anebo přírubových spojů.

Ocelové potrubí se využívá hlavně u výtlačných řadů, při nebezpečí vodního rázu nebo jako chráničky u podchodů komunikací. K výhodám ocele patří pružnost a pevnost, malá drsnost (v závislosti na vnitřní ochraně potrubí), menší hmotnost, větší stavební délky a tvarová variabilita díky možnosti řezání a svařování. Hlavní nevýhodou ocele je náchylnost ke korozi. Spojování ocelových trub může být pomocí hrdlového svařovaného spoje, tupého svaru, závitového spoje pomocí fitinek a přírubového spoje.

Plastové potrubí se dále dělí na termoplasty, termosety a elastomery. Termoplasty se dají různě tvarovat pomocí zvýšení teploty. Po následném zchladnutí ztvrdnou a jejich vlastnosti zůstanou stejné. Do této skupiny patří nejčastěji používané plasty polyvinylchlorid (PVC), polyetylen (PE) a polypropylen (PP). Tyto plasty můžeme spojovat svařováním na tupo, elektrotvarovkami, mechanickými spojkami ISO nebo přírubovým spojem. Termosety se nedají pomocí zvýšené teploty svářet ani tvarovat a spojují se pouze mechanicky. Do této skupiny patří polyesterová pryskyřice (GRP). Elastomery mění svůj tvar při mechanickém namáhání. Pokud přestaneme materiál namáhat, vrací se zpět do původního stavu. Tento materiál nelze tvarovat teplem. Patří sem polyuretan a silikon.

Výhodami plastového potrubí jsou malá drsnost, nízká hmotnost, nekorodují, snadná manipulace, menší energetická náročnost při výrobě a možnost recyklace. Naopak nevýhodami plastů jsou malá pevnost v tahu a odolnost proti mechanickému zatížení, malá teplotní odolnost, velká tepelná roztažnost a možnost zkrácení životnosti při nedodržení provozních parametrů.

Potrubí ze skelného laminátu má široké použití, například tlaková potrubí, odvádění odpadní vody nebo přivaděče na vodní turbíny. Tento materiál má vysokou pevnost, malou drsnost a odolnost proti agresivním účinkům. Skelný laminát se spojuje pomocí laminátové spojky (jde o zasunutí hladkých konců trub do ve výrobě vytvořeného hrdla). Nevýhodou může být omezený sortiment tvarovek.

Azbestocementové potrubí se v dnešní době již nesmí používat z důvodu zdravotní závadnosti. Tento materiál se ale stále objevuje v některých oblastech a je snahou ho co nejdříve nahradit materiálem jiným. Jeho výhodou byla menší hmotnost a malá drsnost.

Z dalších materiálů je nejvýznamněji využíváno **sklo**. Tento materiál má velkou nevýhodu v křehkosti, ale zároveň má téměř nulovou drsnost a vysokou odolnost proti agresivním účinkům. Vzhledem k těmto okolnostem je dnes využíváno hlavně v laboratořích.

[7]

Tvarovky (tvarové kusy) slouží ke změnám směru nebo zúžení či rozšíření průměru potrubí. Převážná většina tvarovek je normalizována, s výjimkou okolností, kdy jsou tvarovky vyráběny individuálně pro konkrétní atypický případ. Tvarovky mají velký význam pro část hydraulických ztrát, a to ztrát místních. Návrh tvarových kusů vychází ze stejného postupu jako u trub, na které tvarovky navazují. Patří sem například kolena, redukce, T-kusy, spojky aj. [9]

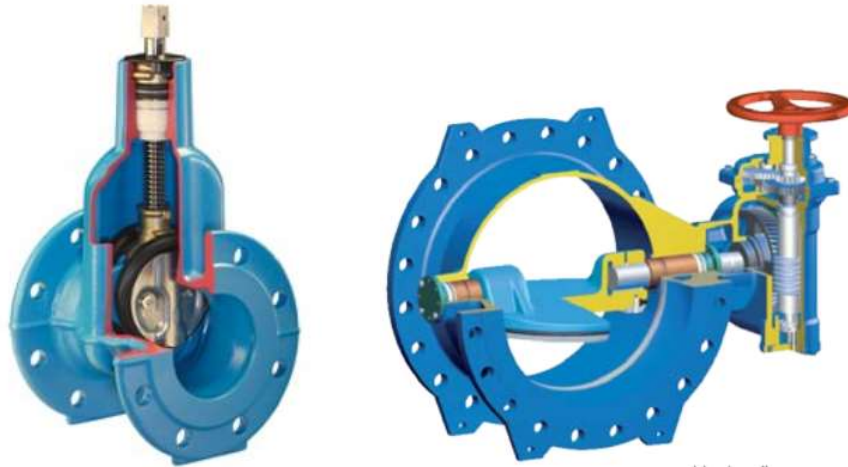
Hrdlové tvarovky	Přírubové tvarovky
 E	 FF
 EU	 s kotvici přírubou
 F	 FFK
 U	 Q (FFQ)
 MMK	 N
 MMQ	 T
 EN	 TT
 MMA	 FFR
 MMB	 XR
 MMC	 X
 MMR	 XI
 A	 klapkový uzávěr
 B	 přírubový kontr. a čistící kus
 MI	
 IT	 přírubový vtok
 MK	
 MQ	

Obrázek 2.2 – Základní typy hrdlových a přírubových tvarovek pro tvárnou litinu [7]

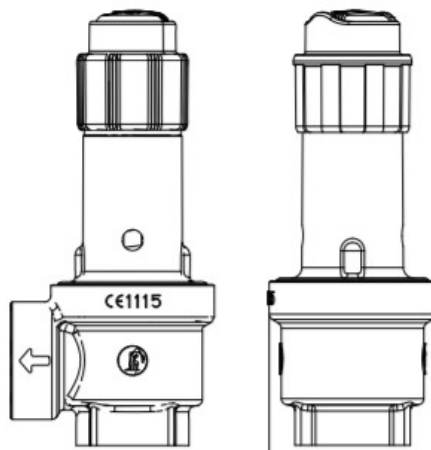
Potrubi **armatury** jsou pro provoz nezbytně důležité prvky, které umožňují řízení jednotlivých potrubí a bezproblémový provoz celého systému. Pro návrh armatur platí stejná pravidla jako u trubek a tvarovek. Materiálem a dimenzí navazují armatury na potrubí. Stejně jako tvarovky mají armatury velký vliv na místní ztráty. Tyto prvky mají ovládací zařízení a slouží k otevírání nebo uzavírání potrubí nebo k regulaci průtoku. Můžeme je dělit dle funkce na uzavírací, vypustné, zpětné, regulační, redukční, pojistné, doplňující nebo podle konstrukčního uspořádání na kohouty, klapky, ventily a šoupátka.

Mezi uzavírací armatury se řadí šoupátka, kohouty a klapky. Tyto armatury mají za hlavní funkci uzavírání a otevírání potrubí. Kohouty se využívají většinou u menších zařízení, mají nízkou hydraulickou ztrátu a manipuluje se s nimi v krátkém čase. Šoupátka (obr. 2.3) se primárně využívají pro uzavírání potrubí, v některých případech se používají i pro regulaci průtoku, ale toto řešení není vhodné. Hradící prvek šoupátka má tvar klínu a je vyroben ze stejného materiálu jako zbytek šoupěte. Tento klín se pohybuje svisle pomocí závitového vřetene. Klapky spadají pod uzavírací, regulační a zpětné armatury. Jsou to jednoduchá zařízení. Zpětné klapky se často osazují do sacího potrubí čerpadel. Zabraňují zpětnému toku

při přerušení čerpání kapaliny. Tyto klapky fungují samočinně. Motýlkové klapky (obr. 2.3) jsou vhodné jak pro uzavírání, tak pro regulaci průtoku. Ventily lze zařadit do kategorie uzavírací, redukční, zpětné nebo pojistné. Redukční ventily udržují stálý tlak vody v potrubí. Jako ochrana hydraulického systému při nárůstu tlaku kapaliny slouží pojistné ventily. [7, 9]



Obrázek 2.3 – A šoupátko s přírubami krátké, tvárná litina, výrobce Hawle [17] (vlevo), dvojitě excentrická motýlová uzavírací klapka, výrobce Hawle [24] (vpravo)



Obrázek 2.4 – Pojistný membránový ventil R140, výrobce Giacomini [37]

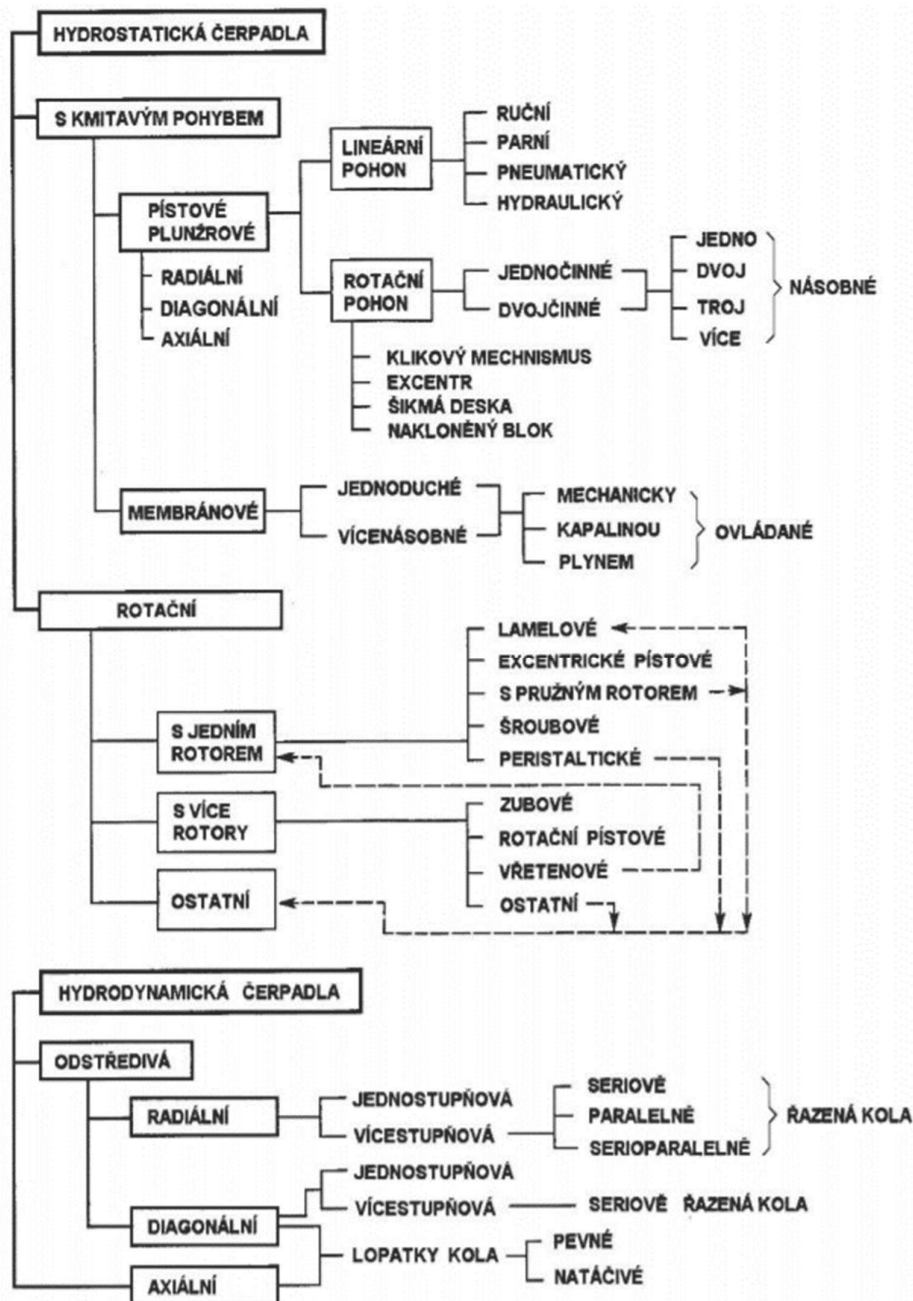
2.2.2. Čerpací jednotka

Principem čerpacího systému je spojení hladin s různým tlakovým a polohovým hydraulickým potenciálem, přičemž čerpadlo v tomto systému zvyšuje energii kapaliny. [5]

Pomocí čerpadla se mění mechanická energie na potenciální energii vody. Z toho plyne, že čerpadlo slouží jako hydrogenerátor. V čerpací jednotce dochází ke zvýšení energie kapaliny (tlaková, polohová, kinetická) statickým nebo dynamickým účinkem pracovního prvku.

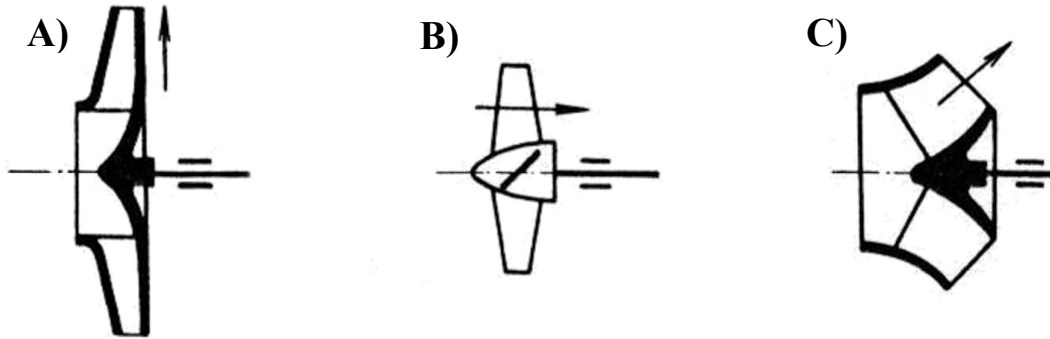
Účelem transformace z jednoho bodu do druhého nemusí vždy být pouze kapalné skupenství, ale i různé směsi kapalin a pevných látek nebo suspenze obsahující i plynné skupenství ve formě bublinek. [4, 9]

Základní **dělení čerpadel** je podle fyzikálního principu práce čerpadla. Podle tohoto dělení rozlišujeme čerpadla hydrodynamická, hydrostatická a speciální. Další dělení čerpacích jednotek může být podle účelu použití, podle hydraulické a konstrukční koncepce nebo podle velikosti parametrů stroje. Tyto varianty se mezi sebou většinou navzájem prolínají. [7, 9]



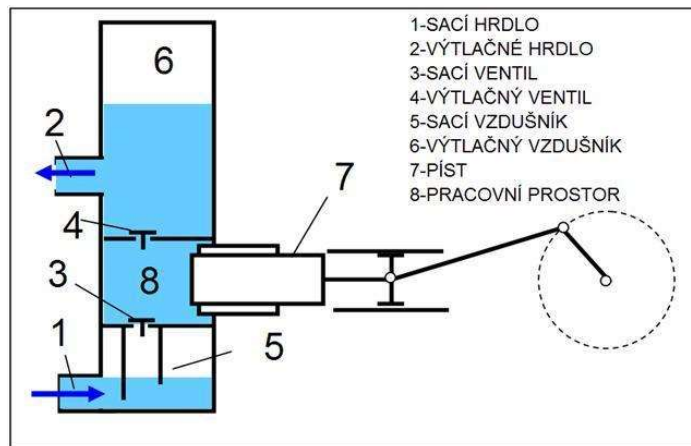
Obrázek 2.5 – Schéma rozdělení hydrostatických a hydrodynamických čerpadel [9]

Hydrodynamická čerpadla se vyznačují tím, že u nich přeměna mechanické energie na energii potenciální neprobíhá přímo, ale zprostředkovaně přes změnu kinetické energie kapaliny. Díky tomuto jevu dochází k potřebnému zvýšení tlaku kapaliny. Změna energie z mechanické na potenciální probíhá pouze v oběžním kole, tedy lopatkovém prostoru. Tento typ čerpadel se využívá v případě velkých objemů. Základní dělení hydrodynamických čerpadel je dle směru proudění kapaliny na výstupu oběžného kola vůči ose jeho rotace. Podle tohoto dělení rozlišujeme tři skupiny: radiální, axiální a diagonální. [7, 9]



Obrázek 2.6 – Schéma hydrodynamických čerpadel: A) radiální; B) axiální; C) diagonální [16]

U **hydrostatických čerpadel** dochází k přeměně mechanické energie na potenciální přímo bez mezistupně (kinetická energie kapaliny). K tomu slouží pracovní prvek například píst, membrána aj. Tento typ čerpadel je vhodný spíše v oblasti velkých tlaků s malými průtoky. Hydrostatická čerpadla se mohou nazývat čerpadly objemovými, protože část objemu kapaliny prochází s určitou periodicitou vnitřkem stroje. Tento objem odpovídá geometrii vnitřku stroje a průtok je tedy nerovnoměrný. Čerpané medium je vytlačované z pracovního stroje pomocí pracovního prvku. Hydrostatická čerpadla můžeme dělit například na pístová, membránová a rotační. [7, 9]

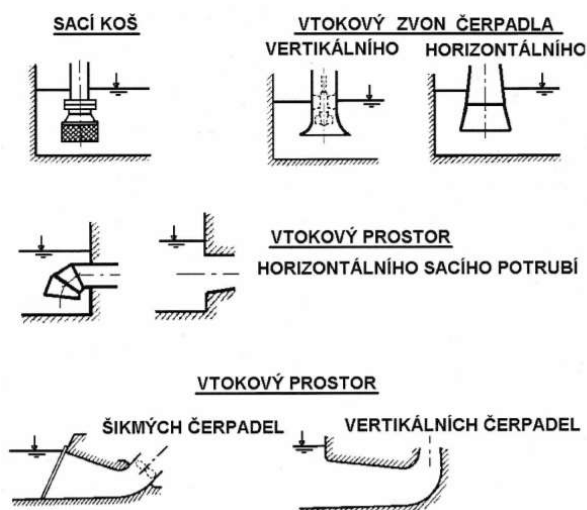


Obrázek 2.7 – Schéma hydrostatického pístového čerpadla [33]

Mezi **speciální čerpadla** patří čerpadla proudová, periferní (s bočními kanály), vodní trkače a mamutová čerpadla. [9]

Celý výtlačný systém, by měl být řešen co nejjednodušeji s minimem tvarovek a pouze nezbytnými armaturami. Potrubí musí být řešeno, tak aby se v něm nevytvářely vzduchové kapsy, které mohou následně způsobovat provozní problémy. Tyto potíže mohou vznikat hlavně u sacího potrubí. Potrubí i armatury by měli být dobře fixovány, aby se předešlo přenášení sil a momentů z potrubí na čerpadlo a naopak. Doporučené minimální vzdálenosti vnějšího povrchu potrubí (netýká se přírub) od stavební konstrukce (stěn, stropů, podlah, dna kanálů) a vzájemně mezi sebou jsou [2]: pro potrubí s přírubovými spoji a) do DN350 300 mm a b) od DN350 400 mm; pro potrubí se svařovými spoji a) do DN200 300 mm, b) DN200-500 400 mm a c) nad DN500 500 mm. Pokud prostupuje potrubí stěnou nebo stropem je doporučená minimální vzdálenost přírubových nebo svařovacích spojů od stěn a stropů do DN350 150 mm a nad DN350 300 mm. [2, 9]

Sací potrubí by mělo být navrženo v co nejkratší délce a stropní stěna tohoto potrubí by měla vždy stoupat směrem k čerpací jednotce. Na potrubí by se neměly osazovat žádné armatury. Pokud se vyskytuje soustava čerpadel, mělo by ke každému vést samostatné sací potrubí. Pokud jsou hydrodynamická čerpadla u velkých čerpacích stanic je třeba navrhnout správný tvar sací nádrže a umístění ústí sacího potrubí (ve srovnání s dnem a stěnami nádrže a polohou hladiny v nádrži).

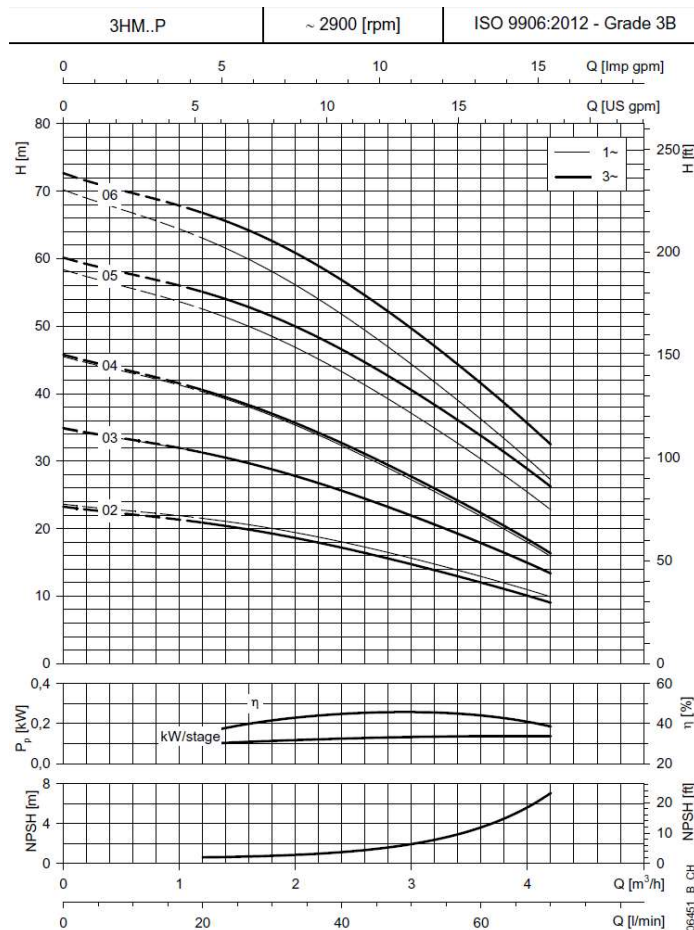


Obrázek 2.8 – Typy vstupních prostor sacího potrubí [9]

Výtlačné potrubí je navrhováno s ohledem na místní podmínky. V ideálním případě by mělo být vedeno v dlouhých přímých směrech s rovnoměrným stoupáním. Potrubí by mělo být umístěno na snadno přístupných místech. Výtlačný řad by měl být co nejkratší.

Návrh potrubí musí zajistit potřebný průtok kapaliny s ohledem na investiční a provozní náklady. Z tohoto důvodu je důležitý správný návrh vnitřního průměru potrubí. Pokud bude navrženo potrubí větších průměrů, zvýší se investiční náklady, ale klesnou náklady provozní, a to z důvodu nižších hydraulických ztrát. Výsledkem je, že součet provozních a investičních nákladů musí být co nejnižší. Hospodárný neboli ekonomický návrh potrubí je náročnou úlohou kdy, čím je významnější čerpací jednotka, tím je náročnost vyšší. Při návrhu bývá sací potrubí většího průměru než potrubí výtlačné. Je to dáno snahou o minimalizaci hydraulických ztrát před čerpadlem, kde vlivem těchto ztrát dochází ke snižování tlaků, což může způsobit kavitaci čerpadla. Celkový návrh pak musí brát v potaz i vazbu na čerpací jednotku a další komponenty trubní části. [9]

K vhodnému hydraulickému návrhu čerpadla jsou potřeba charakteristiky čerpadla. Charakteristiky čerpadel jsou křivky, které znázorňují vzájemnou závislost hlavních a přidružených parametrů čerpadla. Hlavními parametry jsou průtok Q , dopravní výška H a otáčky n . Kavitační deprese $NPSH$, účinnost η a příkon P jsou přidruženými parametry čerpadla (dále viz kapitola 3.2). [5, 9]



Obrázek 2.9 – Charakteristiky čerpadla Lowara e-HM 3HM05P07M [26]

3. Hydraulika výtlačného systému

3.1. Potrubí

3.1.1. Hydraulické ztráty v potrubí – charakteristika potrubí

Pro stanovení hydraulických ztrát (hydraulický odpor potrubí) se řeší **hydraulický výpočet potrubí**. Tento výpočet vychází z aplikace rovnice kontinuity (3.1) a Bernoulliho rovnice (3.2) pro skutečnou kapalinu. Hydraulické ztráty odpovídají viskozitě kapaliny a jejich výsledkem je pokles tlaku ve směru proudění. Tento jev odpovídá velikosti ztrátové energie Z . Ztrátová energie je vztahována ke střední rychlosti proudění v .

Návrh vnitřního průměru potrubí vychází z doporučených rychlostí vody v potrubí. Při návrhu se do rovnice kontinuity (3.1) dosadí známý průtok Q a zvolená rychlost v . Výsledkem je vnitřní průměr potrubí d , podle kterého se volí normovaná jmenovitá světlost DN. Doporučená rychlost v je rozdílná pro sací a výtlačné potrubí. V sacím potrubí nesmí být rychlost nižší než 0,5 m/s, přičemž doporučené hodnoty jsou do DN300 0,5-1,2 m/s a od DN300 0,5-1,5 m/s. U výtlačného potrubí jsou doporučené hodnoty do DN250 0,5-1,4 m/s a od DN250 0,6-1,6 m/s. [2, 9]

$$Q = vS \quad (3.1)$$

kde: Q – objemový průtok [m^3/s]

v – střední rychlost v potrubí [m/s]

S – průtočná plocha [m^2]

[8]

Proudění v potrubí vyjadřuje Bernoulliho rovnice (3.2). Tato rovnice odpovídá ustálenému stavu proudění v hydraulickém systému a ukazuje podíl jednotlivých druhů energie (polohové, tlakové, kinetické, ztrátové) vztažené na 1 kilogram dopravované kapaliny.

$$\left(h_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} \right) - \left(h_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} \right) = Z_t + Z_m \quad (3.2)$$

kde: h_i – polohová výška [m]

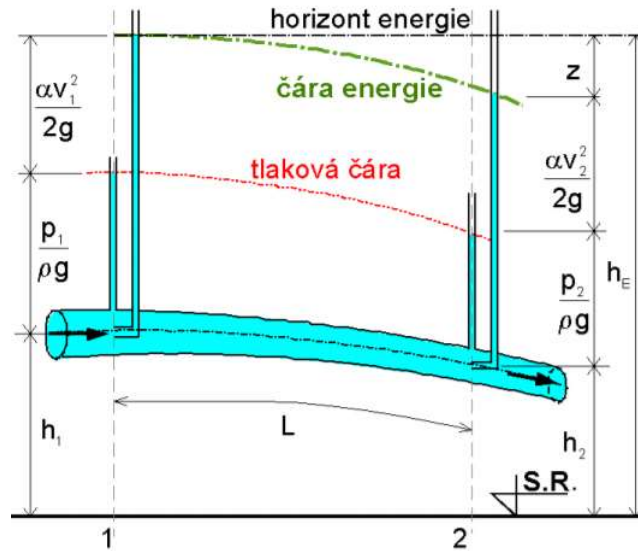
$\frac{p_i}{\rho g}$ – tlaková výška [m]

$\frac{\alpha v_i^2}{2g}$ – rychlostní (kinetická) výška [m]

Z – energetická (ztrátová) výška [m]

$$Z = Z_t \text{ (ztráty třením) } + Z_m \text{ (ztráty místní)}$$

[5, 8, 23]



Obrázek 3.1 – Schéma ustálené proudění skutečné kapaliny v tlakovém režimu [23]

Hydraulické ztráty a jejich velikost odpovídají typu proudění, které může být laminární nebo turbulentní. Rozlišují se dva druhy hydraulických ztrát: ztráty třením a místní ztráty. [9]

Ztráty třením Z_t vznikají po celé délce proudu. Jsou zapříčiněny třením o stěnu potrubí (tečným napětím u stěny) a třením mezi jednotlivými vrstvami kapaliny (vnitřními silami ve vazké proudící kapalině). [8]

Tyto ztráty závisí na vlastnostech kapaliny, drsnosti a vnitřním průměru potrubí. Pro jejich výpočet je odvozeno několik vzorců, některé z nich mají určené podmínky platnosti, ve kterých lze tyto vzorce používat. V současnosti se nejvíce používá pro tlakové proudění v potrubí pro výpočet ztrát vzorec Darcy-Weisbach (3.3). [9]

$$Z_t = \lambda \frac{l v^2}{d 2g} \quad (3.3)$$

kde: λ – součinitel třecích ztrát [-]

l – délka potrubí [m]

d – vnitřní průměr potrubí [m]

v – střední rychlost v potrubí [m/s]

g – tíhové zrychlení [m/s²]

[8]

Součinitel třecích ztrát λ byl zjištěn empiricky, závisí na typu proudění a relativní drsnosti stěn potrubí. Typ proudění je definován Reynoldsovým číslem Re (rovnice 3.4), kde kritická hodnota odpovídá přibližně 2320. Pokud je Reynoldsovo číslo menší, než tato kritická hodnota je proudění laminární, pokud je větší odpovídá turbulentnímu proudění.

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (3.4)$$

kde: v – střední rychlost v potrubí [m/s]

d – vnitřní průměr potrubí [m]

ν – kinematická viskozita [m²/s]

[5]

Pro součinitel třecích ztrát je stanoveno pět oblastí: lineární, kritická, hydraulicky hladkého potrubí, přechodná a kvadratická (hydraulicky drsného potrubí). Tyto oblasti znázorňuje Moodyho diagram pro technická potrubí. V Moodyho diagramu se na vodorovnou osu vynáší $\log Re$ a na svislou součinitel λ a relativní drsnost Δ/D (kde Δ odpovídá absolutní drsnosti a D průměru potrubí). [8]

V případě zjednodušení výpočtu součinitele třecích ztrát lze využít empiricky stanovených vzorců. Tyto vzorce lze využít pouze pokud odpovídají platnosti Re , relativní drsnosti Δ/D a oblasti Moodyho diagramu. Pro každou oblast bylo stanoveno několik vzorců s různými rozsah platnosti, např.: hydraulicky hladké potrubí – Blasius, Prandtl-Kármán, Altšul (rovnice 3.5), Konakov, přechodná oblast – El-Abdala, Haaland, Moody (rovnice 3.6), kvadratická oblast – Nikuradse, Šifrinson (rovnice 3.7) a rovnice s širším rozsahem platnosti – Colebrook-White (rovnice 3.8), Frenkel, Altšul.

Hydraulicky hladké potrubí

Altšul (platnost: $2,5 \cdot 10^3 < Re < 10^{12}$)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,82 \log \frac{Re}{100} + 2 \quad (3.5)$$

Přechodná oblast

Moody (platnost: $4 \cdot 10^3 < Re < 10^7$, $\Delta/d < 10^{-1}$)

$$\lambda = 0,0053 \left[1 + \left(20000 \frac{\Delta}{D} + \frac{10^6}{Re} \right)^{1/3} \right] \quad (3.6)$$

Kvadratická oblast

Šifrinson ($4 \cdot 10^4 < Re < 10^8$, $10^{-5} < \Delta/D < 10^{-1}$)

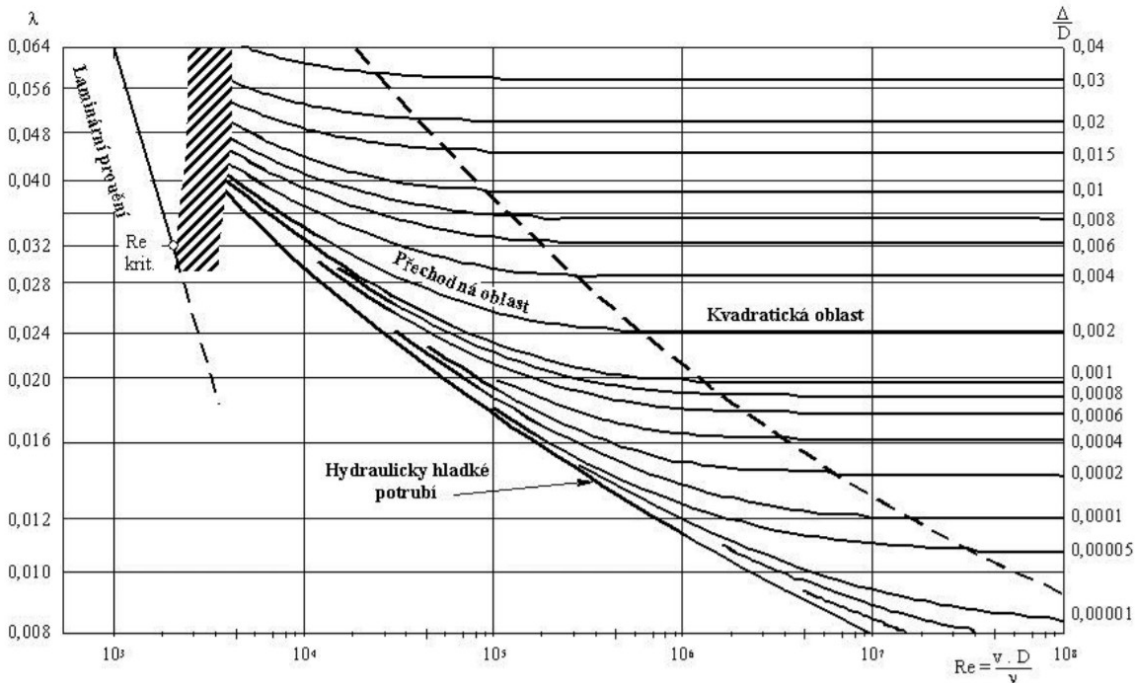
$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{D} \right)^{0,25} \quad (3.7)$$

Rovnice s širším rozsahem platnosti

Colebrook-White (platnost: $Re > 4 \cdot 10^3$)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[\left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} + \frac{\Delta}{3,7D} \right] \quad (3.8)$$

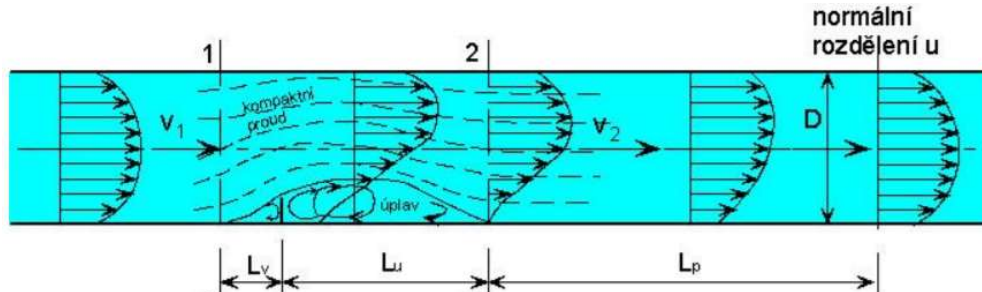
[8, 23]



Obrázek 3.2 – Moodyho diagram [23]

Problém s určením součinitele λ může být měnící se drsnost potrubí, které časem koroduje nebo se zanáší a tím se zvětšuje jeho relativní drsnost. Díky tomu dochází ke zvýšení ztrát. [5, 8]

K **místním ztrátám** dochází při změně směru nebo změně průřezového průřezu. Tyto ztráty se tedy vyskytují v tvarovkách a armaturách. Při tlakovém proudění dochází vlivem překážky v potrubí k odtržení proudu od stěny, vytváření úplavů a následnému přenosu turbulentních vírů a jejich rozpadu.



Obrázek 3.3 – Vliv překážky na proudění v přímém potrubí [23]

Místní ztráty se mohou ve výpočtu zanedbat, pokud ztráty třením výrazně převažují (i v tomto případě je dobré výrazné místní ztráty započítat). V opačném případě se započítávají dle Weisbachovy rovnice (3.9)

$$Z_m = \zeta_i \frac{v^2}{2g} \quad (3.9)$$

kde: ζ_i – součinitel místní ztráty [-]

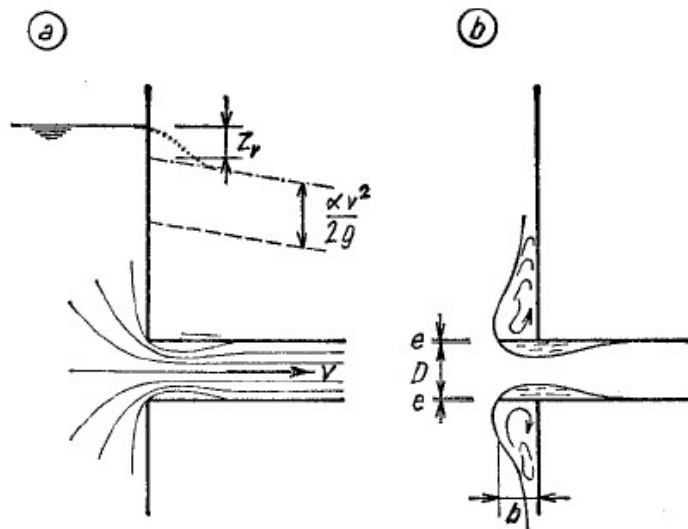
v – střední rychlost v potrubí [m/s]

g – tíhové zrychlení [m/s²]

[8]

Součinitel místních ztrát ζ je proměnný a odvíjí se od režimu proudění, drsnosti stěn, geometrii prostoru a druhu odporu. Tento součinitel se stanovuje experimentálně.

Místní ztráta **vtoku do potrubí** se objevuje ve většině případů, nejvýznamněji se ale podílí u kratších potrubí např. sací potrubí čerpadel, přivaděčů vodních turbín, propustků aj. Vtoková ztráta je složena ze dvou částí, které se spojují do jednoho korekčního součinitele ζ_{vt} . První chvíli dochází ke zúžení proudu a možnému odtržení proudnic od vstupní hrany, v další části dochází k rozšíření průřezu a tím vzniká dílčí ztráta zúženého proudu na celý průměr potrubí. Výše vtokové ztráty závisí na tvaru vtoku: pokud bude zvolen vhodný tvar dojde k výraznému snížení ztráty (viz tab. 3.1). Tato ztráta se projevuje do vzdálenosti 50-100 D. [8]

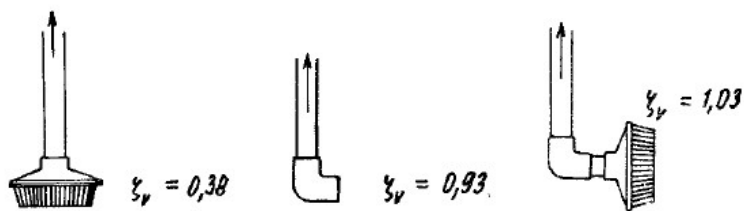


Obrázek 3.4 – Volný vtok do potrubí: a) s ostrou vstupní hranou, b) vsunutý do nádrže [8]

TYP VTOKU	PLATNOST	ζ_{vt}
potrubí zasahuje do nádrže		0.8-1.0
ostrá vstupní hrana		0.5
seříznutá vstupní hrana	$L/D \approx 0.1$	0.25
zaoblená vstupní hrana		0.20
kónicky rozšířený vtok	$L/D = (0.2-0.3)$	0.13
kruhově zaoblený vtok	$r = 0.2D$	0.11

Tabulka 3.1 – Hodnoty součinitele místní ztráty na vtoku pro různá konstrukční provedení vtoku [23]

U sacího potrubí je na vtoku umístěn většinou **sací koš**. Místní ztráta sacího koše $\zeta_{vt(SK)}$ se liší podle typu koše, jeho velikosti, vtokových otvorech a jejich rozmístění a podle uspořádání funkčních částí sacího koše. Jako technické řešení při přerušení čerpání je ve většině případech do sacího koše umístěna zpětná klapka nebo zpětný ventil, který zamezí vyprázdnění potrubí. Místní ztráta sacího koše tvoří rozhodující ztrátu na sacím potrubí. Orientační hodnoty této ztráty jsou v tabulce 3.2. [8]

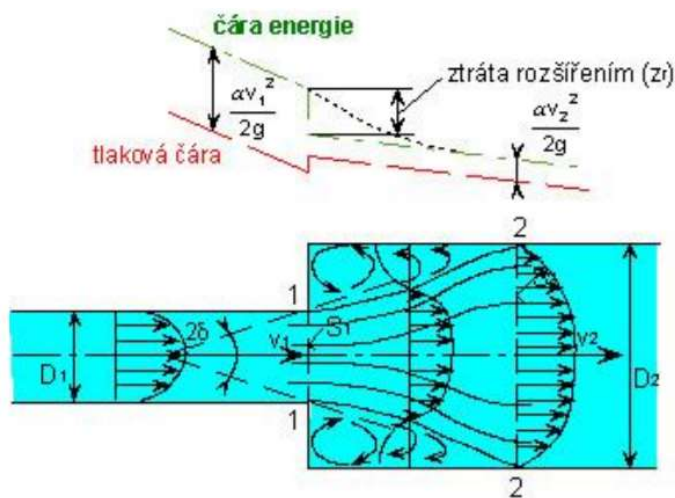


Obrázek 3.5 – Varianty sacích košů a jejich místních ztrát [8]

Průměr potrubí D [mm]	80	100	125	150	200	250	300	400
$\zeta_{vt(SK)}$	8.0	7.0	6.4	6.0	5.2	4.4	3.7	3.1

Tabulka 3.2 – Orientační hodnoty součinitele ztráty v sacím koši se zpětnou klapkou [8]

Při **Bordově ztrátě** (místní ztráta náhlým rozšířením ζ_{nr}) dochází ke vzniku úplavů za přechodovou hranou. Tento jev vzniká díky vytékání proudu z menšího průřezu S_1 (průměr D_1) do průřezu S_2 (D_2), kde proud vyplňuje celý průřez (viz obrázek 3.6). Odvození Bordovy ztráty lze teoreticky pomocí Bernoulliho rovnice a věty o hybnosti. [8]

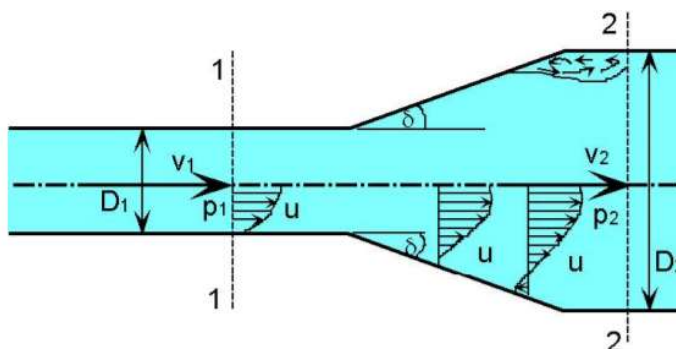


Obrázek 3.6 – Schéma náhlého rozšíření průřezu [23]

D_2/D_1	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	3.0
S_2/S_1	1.0	1.44	1.96	2.56	3.24	4.0	9.0
ζ_{nr}	0	0.194	0.922	2.434	5.018	9.0	64.0

Tabulka 3.3 – Hodnoty součinitele místní ztráty náhlého rozšíření [23]

Místní ztráta **kónické rozšíření** ζ_{kr} se odvíjí od poměru rozšíření S_2/S_1 (D_2/D_1), od vrcholového úhlu rozšíření 2δ a od délky přechodu l_u . Pro co nejmenší ztrátu je výhodné využít úhlu $2\delta = 7^\circ - 9^\circ$. [8]

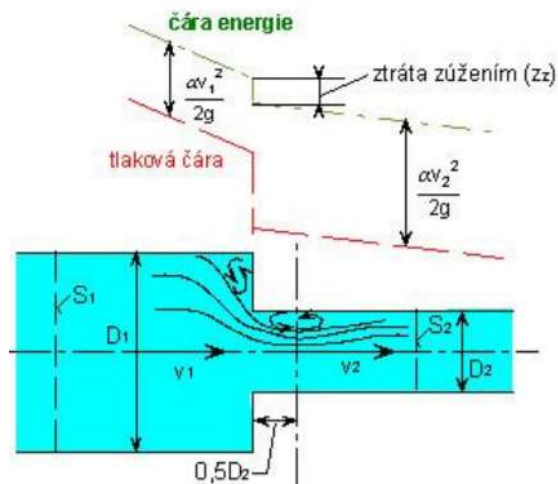


Obrázek 3.7 – Schéma postupného (kónického) rozšíření potrubí [23]

S_2/S_1	1.5	2.0	2.5	3.0	4.0	6.0	8.0
$2\delta = 5^\circ$	0.03	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10
$2\delta = 10^\circ$	0.02	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.12
$2\delta = 15^\circ$		0.06	0.08	0.10	0.13	0.17	0.20
$2\delta = 20^\circ$					0.17	0.20	0.23

Tabulka 3.4 – Hodnoty součinitele místní ztráty kónického rozšíření [23]

Místní ztráta **náhlého zúžení průřezu** ζ_{nz} odpovídá principálně místní ztrátě vtoku do potrubí. Pokud je **zúžení kónické** ζ_{kz} nebo zakřivené vznikající ztráty jsou velmi nízké. [8]



Obrázek 3.8 – Schéma náhlého zúžení potrubí [23]

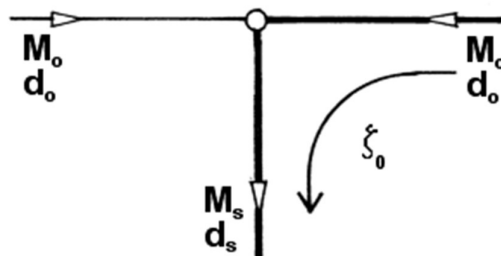
D_2/D_1	0.95	0.89	0.83	0.78	0.71	0.63	0.55	0.45	0.32
S_2/S_1	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1
ζ_{nz}	0.075	0.16	0.23	0.275	0.31	0.34	0.36	0.38	0.40

Tabulka 3.5 – Hodnoty součinitele místní ztráty náhlého zúžení [23]

2δ	5°	7°	10°	20°	30°	60°
ζ_{kz}	0.06	0.12	0.16	0.20	0.24	0.32

Tabulka 3.6 – Hodnoty součinitele místní ztráty kónického zúžení [23]

Ztrátový součinitel u **tvarovek** závisí na poměru průtoků, poměru průřezů potrubí, úhlu odbočení/připojení, úpravě stykových hran a Reynoldsově číslu (v přechodné oblasti). Místní ztráty se v tomto případě počítají pro každou větev samostatně. [8]

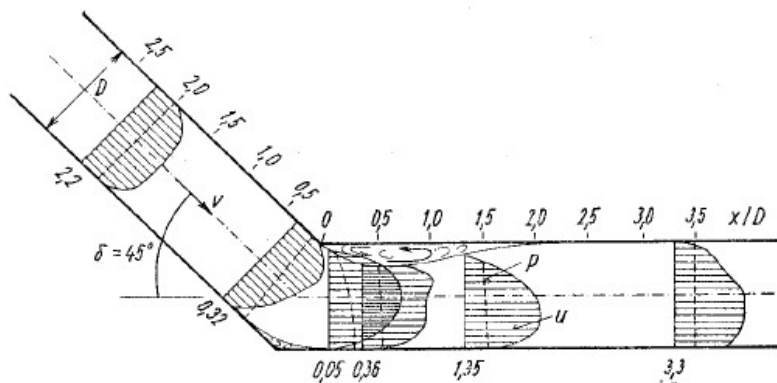


Obrázek 3.9 – Schéma tvarovky T-kus (pravoúhlý) – spojení, průchod [40]

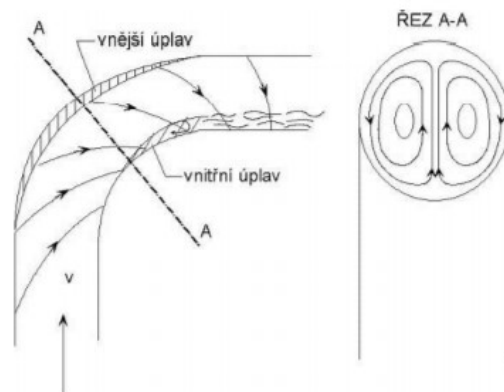
d_0/d_s [-]	M_0/M_s [-]									
	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00
	ζ_0									
1.00	173.0	38.0	15.0	8.0	5.0	3.6	2.8	2.4	2.1	2.0
0.90	138.6	29.4	11.4	5.9	3.6	2.6	2.1	1.8	1.7	
0.80	114.0	23.2	8.7	4.3	2.6	1.9	1.6	1.5	1.4	
0.71	98.4	19.4	6.9	3.3	2.0	1.5	1.3	1.2		1.3
0.63	88.8	16.9	5.9	2.7	1.6	1.2	1.1			1.2
0.56	82.8	15.5	5.2	2.4	1.0	1.1	1.0			1.1
0.50	79.3	14.6	4.8	2.1	1.3	1.0	0.9		1.0	
0.45	77.1	14.0	4.6	2.0	1.2	0.9	0.8	0.9	1.0	
0.40	75.6	13.6	4.4	1.9	1.1	0.8		0.9		1.0
0.36	74.7	13.4	4.3	1.9	1.1	0.8			0.9	1.0
0.32	74.0	13.3	4.2	1.8	1.0	0.8			0.9	1.0

Tabulka 3.7 – Součinitele místních ztrát pro T-kus (spojení, průchod) [40]

Místní ztráta **změnou směru** se rozlišuje pro ostrá a oblouková kolena. Pokud je koleno ostré dochází k prudké změně směru, naopak pokud je obloukové je změna směru plynulá. Ke zmenšení rychlosti dochází díky vznikům odstředivých sil vznikajících díky zakřivením proudnic. Podle Bernoulliho rovnice zvětšují na vnější straně kolena tlak. Před vstupem proudu do kolena je největší síla v ose potrubí a proudění je symetrické. V kolenu dochází ke změně: největší rychlost je na vnitřní straně potrubí, nejmenší rychlost na vnější straně. Při výstupu z kolena dochází na vnitřní hraně ke snižování rychlosti a zvyšování tlaku. Z tohoto důvodu vzniká za vnitřní stranou oblouku úplav (obr. 3.10). Další úplav se může vytvořit ve vrcholu na vnější straně oblouku nebo před vrcholem (vzniká díky zpoždování částic). Při změně směru dochází navíc k příčnému proudění. Toto proudění vzniká ve vstupní části oblouku pohybem rychlejších částic s větší hybností a setrvačností ze středu potrubí do vnější části a částice z vnitřní strany se dostávají na jejich místo. Zároveň se proudící kapalina podél stěn pohybuje z vnější strany oblouku do míst s nižším tlakem na vnitřní stěně. Díky tomu vzniká dvojitý šroubovitý pohyb (viz obrázek 3.11). [8]



Obrázek 3.10 – Průběh rychlostí v ostrém kolenu [8]



Obrázek 3.11 – Odtržení proudu v obloukovém koleně a řez tímto obloukem znázorňující příčné proudění [23]

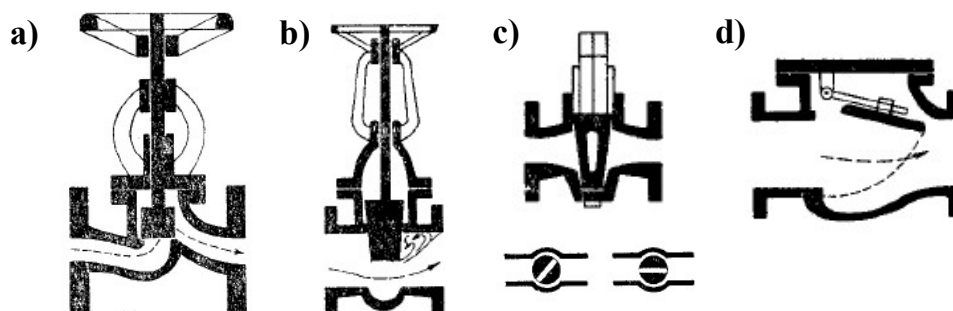
OSTRÁ KOLENA					
δ	15°	30°	45°	60°	90°
ζ_{os} – hladká potrubí	0.04	0.13	0.24	0.47	1.13
ζ_{os} – drsná potrubí	0.06	0.17	0.32	0.68	1.27

Tabulka 3.8 – Hodnoty součinitele místních ztrát ostrého kolena [23]

OBLOUKOVÁ KOLENA							
r_0/D	1.0	1.5	2.0	4.0	6.0	10.0	20.0
ζ_{os} – hladká potrubí	0.21	0.17	0.15	0.11	0.09	0.07	0.05
ζ_{os} – drsná potrubí	0.42	0.34	0.30	0.22	0.18	0.14	0.10

Tabulka 3.9 – Hodnoty součinitele místní ztráty čtvrtkruhového oblouku [23]

Uzávěry mají rozdílné místní ztráty, a to podle druhu, stupni uzavření a konstrukčním provedení uzávěru. Nejčastěji využívané uzávěry jsou ventil, klapka, kohout a šoupátko. [8]



Obrázek 3.12 – Schéma typů uzávěrů: a) přímý ventil, b) šoupátko, c) kohout, d) zpětná klapka [8]

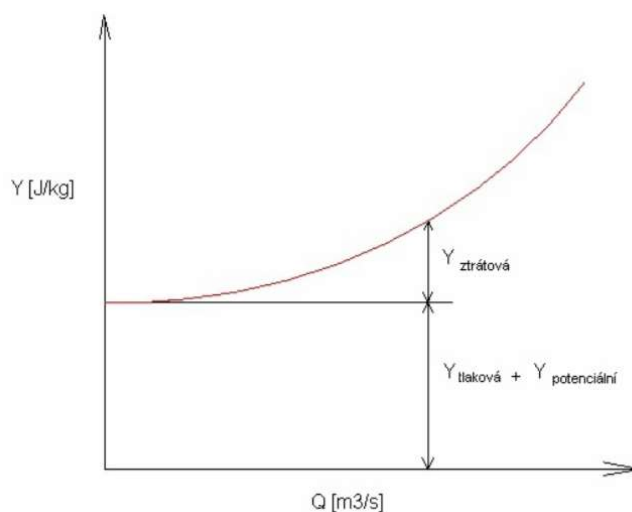
typ uzávěru	rozmezí	ζ_u
ventil		0.5 - 12 a více
šoupě		0.05 - 0.1
klapka	$t/D = 0.1$	0.05 - 0.1
	$t/D = 0.2 - 0.25$	0.2 - 0.3
	poloviční natočení $\delta = 45^\circ$	19
zpětná klapka		1.5 - 4
kohout	uzavření 0°	0
	uzavření 30°	5.5
	uzavření 45°	31
	uzavření 60°	210

Tabulka 3.10 – Hodnoty součinitelů místní ztrát pro různé typy uzávěrů [8]

Při **výtoku z potrubí** do volna je místní ztráta nulová. Pokud je potrubí zaústěno do nádrže, odpadního koryta nebo jinam pod hladinu odpovídá místní ztráta Bordově ztrátě. Pokud je nádrž velická, ztrácí se celá rychlostní výška a výtoková ztráta je rovna 1. [8]

Charakteristika potrubí je graficky znázorněná závislost měrné energie na průtoku. Tato závislost ukazuje, kolik měrné energie Y (odpovídá zároveň značení H) musí být kapalině dodáno, aby protékala potrubím v množství $Q \rightarrow H = f(Q)$. Charakteristika potrubí tedy ukazuje průběh ztrát tlakových výšek. Pokud je proudění v kvadratické oblasti odpovídá křivka kvadratické parabole, která je posunutá o geodetickou výšku (rozdíl hladin nádrží) oproti souřadnicím Q - H .

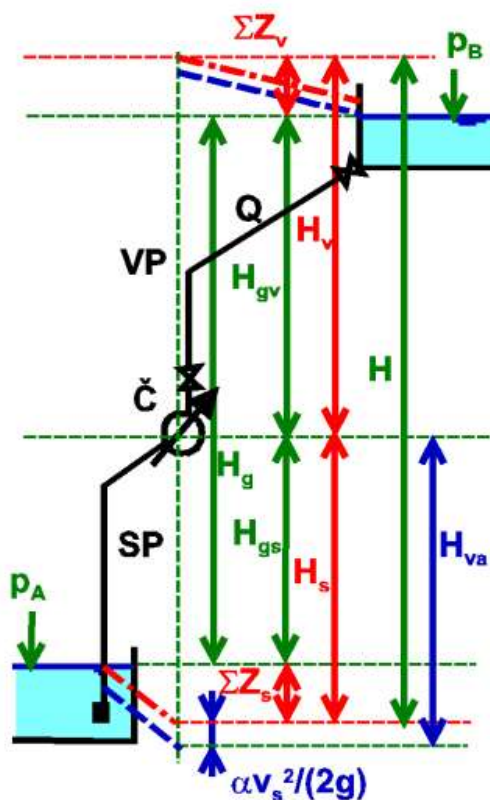
Ke změnám charakteristiky potrubí může docházet v průběhu času během provozu z důvodů změny tlaku, kolísáním hladiny, změnou součinitele λ , změnou součinitelů ζ nebo výměnou materiálu. [9, 15]



Obrázek 3.13 – Charakteristika potrubí, závislost Y - Q [32]

3.2. Čerpadlo

Čerpací systém můžeme rozdělit na sací potrubí (*SP*) a výtlačné potrubí (*VP*). Tyto dvě potrubí rozděluje právě čerpadlo. Rozdíl hladin v sací (A) a výtlačné nádrži (B) je roven celkovému geodetickému spádu H_g . Tato výška se dělí na sací geodetickou výšku H_{gs} a výtlačnou geodetickou výšku H_{gv} . [5]



Č – čerpadlo

H – dopravní výška

H_s – sací výška

H_v – výtlačná výška

H_g – geodetická výška

H_{gs} – sací geodetická výška

H_{gv} – výtlačná geodetická výška

H_{va} – vakuometrická výška

Z_s – ztráty na sacím potrubí

Z_v – ztráty na výtlačném potrubí

p_A – tlak v nádrži A

p_B – tlak v nádrži B

Obrázek 3.14 – Schéma čerpacího systému [23]

3.2.1. Charakteristika čerpadla

Charakteristiku čerpadla tvoří parametry čerpadel, které dělíme na hlavní a vedlejší parametry. Tyto křivky dodává výrobce čerpadla.

Mezi **hlavní parametry čerpadla** jsou řazeny průtok Q , dopravní výška H a otáčky n . Průtok udává velikost a rozměry čerpadel. Tento parametr je definovaný jako objem kapaliny, který za jednotku času dopraví čerpací jednotka do výtlačného hrdla. Dopravní výška čerpadla je specifická energie, která se vztahuje na jednotku kilogramu kapaliny. Tento parametr se v některé literatuře nahrazuje specifickou energií Y . Specifická energie vyjadřuje rozdíl mezi vstupním (hrdlo sacího potrubí) a výstupním (hrdlo výtlačného potrubí) charakteristickým průřezem čerpadla. Vztah mezi dopravní výškou H a specifickou energií Y odpovídá rovnici (3.10). Otáčky určují pohon čerpadla [4, 5, 13]

$$Y = Hg \quad (3.10)$$

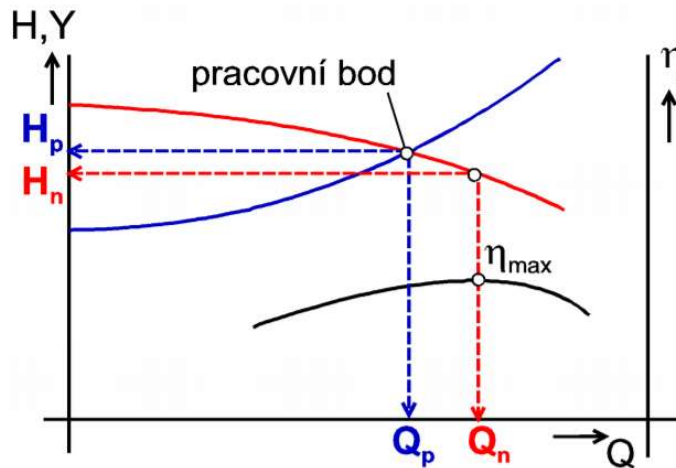
kde: Y – specifická energie [m^2/s^2]

H – dopravní výška [m v. sl.]

g – tíhové zrychlení [m/s^2]

[13]

Hydrodynamické poměry v pracovní části čerpadla (oběžné kolo) určují při konstantních otáčkách n vazbu Q - H . Rovnováha energie, kterou vyrobí čerpadlo a kterou spotřebuje potrubí, nastává v provozním bodě. [5]



Obrázek 3.15 – Graf charakteristiky potrubí (modrá křivka), charakteristiky čerpadla (červená křivka) a účinnosti [23]

Hlavní parametry doplňují **přidružené parametry čerpadla** – účinnost η , příkon P a kavitační deprese $NPSH$. Všechny tyto parametry se vyjadřují v závislosti na průtoku Q . Účinnost je charakterizujícím faktorem ekonomie provozu čerpací jednotky. Příkon určuje pohon čerpadla a je popsán vztahem (3.11). Možnost vzniku kavitace v sací části soustavy popisuje $NPSH$ (net positive suction head) neboli kavitační deprese. [5, 13]

$$P = \frac{P_u}{\eta} \quad (3.11)$$

kde: P – příkon čerpadla [W]

P_u – užitečný výkon (odevzdaný čerpadlem kapalině) [W]

η – celková účinnost čerpadla [-]

[13]

$$P = g\rho QH \quad (3.12)$$

kde: P – příkon čerpadla [W]

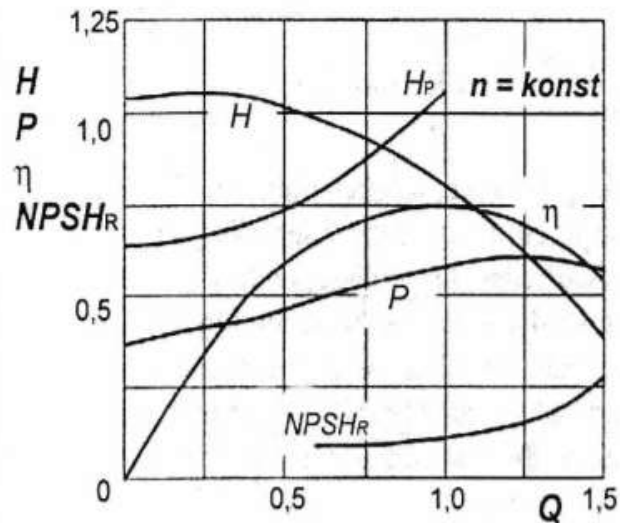
g – tíhové zrychlení [m/s^2]

ρ – hustota [kg/m^3]

Q – průtok [m^3/s]

H – dopravní výška [m]

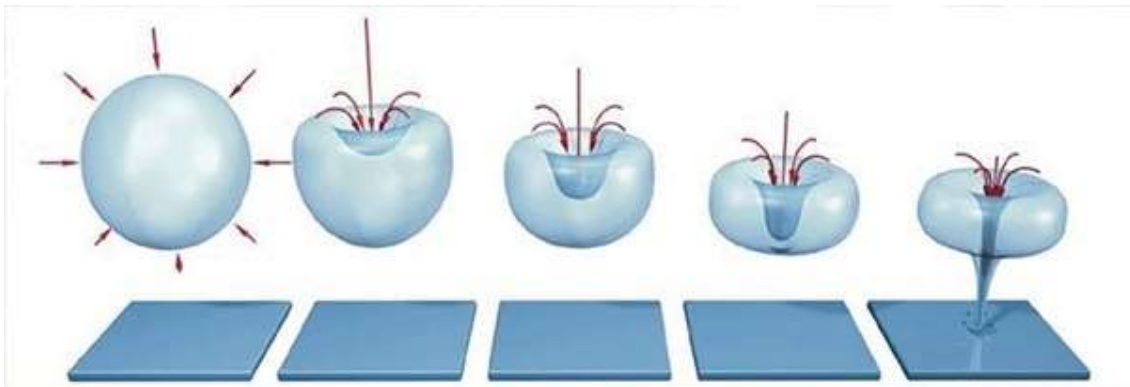
[4]



Obrázek 3.16 – Charakteristiky čerpadla v poměrných hodnotách; H – dopravní výška čerpadla, H_p – charakteristika potrubí, P – příkon čerpadla, η – celková účinnost čerpadla, $NPSH_R$ – kritická kavitační deprese [5]

Ztráty energie v čerpací jednotce mohou být mechanické, objemové, třecí, škrcením, hydraulické a recirkulační. Mechanické ztráty se označují jako ztráty vnější a ve většině případů při nich nedochází k ohřevu kapaliny. Vznikají v ložiskách a hřídelových ucpávkách. Objemové ztráty jsou důsledkem průsaků, ke kterým může docházet mezi výtlačkem a sáním oběžného kola. Třecí ztráty jsou dvojího druhu: oběžného kola a na dílech rotoru. Ztráty škrcením se vyskytují u vícestupňových čerpadel, kde dochází k průsakům v těsnících spárách mezi jednotlivými stupni. K hydraulickým ztrátám dochází ve všech částech čerpadla mezi sací a výtlačnou částí. Tyto ztráty jsou následkem tření a vírů. Recirkulační ztráty vznikají při částečném průtoku kapaliny čerpadlem. Všechny tyto ztráty (vyjma mechanických) vznikají uvnitř čerpací jednotky a jsou označovány jako vnitřní, zároveň při nich dochází k ohřevu kapaliny. [5]

Kavitace je jev, při kterém vznikají za určité teploty a tlaku malé prostory, které jsou naplněny parami nebo plynem. K tomuto jevu dochází při obtékání těles kapalinou (např. turbína, čerpadlo) nebo pokud se pohybuje těleso ve stojící kapalině (např. lodní šroub). Při tomto jevu dochází ke vzniku, vývoji a zániku kavitačních bublin (dutin). Vznik bublin při kavitaci je podmíněn tzv. kavitačním tlakem. K tomuto tlaku dochází, pokud tlak klesne na určitou hodnotu a při dané teplotě dojde k narušení souvislosti kapaliny. Pokud se tlak dále snižuje nebo zůstává stejný dochází ke zvětšování kavitační bubliny. Kavitační bublina se v proudící kapalině přemísťuje. Pokud se bublina dostane do místa s vyšším tlakem, než je tlak kavitační, okamžitě zaniká – imploduje (obr. 3.17). Je-li bublina v době zániku v blízkosti stěny dochází k poškození povrchu stěny. Tento jev může po delším časovém období dospět až ke kavitační erozi. [11]



Obrázek 3.17 – Zánik (imploze) kavitační bubliny poblíž stěny [42]

3.2.2. Optimalizace provozu čerpadel

Optimalizace provozu a řízení výkonu lze u hydrodynamických čerpadel dosáhnout pomocí několika variant: zařazením regulačního škrtícího ventilu do potrubí, použití pohonu s proměnnými otáčkami nebo použitím více čerpadel zapojených sériově nebo paralelně (viz kapitola 3.3 Určení pracovního bodu).

Při **řízení výkonu čerpadla škrcením** na výtlaku dochází pomocí přivírání armatury k záměrnému zvětšování hydraulických ztrát a tím snižování průtoku. V tomto případě nastává při konstantních otáčkách posun pracovního bodu v charakteristice čerpadla ($Q-H$) doleva. Přebytek dopravní výšky, který v tomto případě nastává, je plýtván v armatuře jako ztráta.

Výhodou tohoto způsobu optimalizace jsou nízké pořizovací náklady. Tento způsob regulace se hodí, pokud je charakteristika čerpadla plochá. Využití škrcení je výhodné v provozu s převážně plným průtokem anebo pro krátkodobý provoz.

Nevýhodou tohoto způsobu je vysoký provozní tlak, a to hlavně při strmé charakteristice čerpadla. Další nevýhodou je, že se většina příkonu nepodílí na čerpání a pokud je zatížení částečné, nastává pouze malá účinnost čerpadla. Při velkém škrcení dochází pak k velkému namáhání a možnosti vzniku kavitace na regulační armatuře (náhrada za uzavírací šoupátko při vysokých přebytých dopravní výšky). [5]

Řízení výkonu čerpadla obtokem je řešeno paralelně s čerpadlem mezi jeho sáním a výtlačkem. Obtok rozděljuje výtlaček na užitečný průtok, který je veden do výtlačného potrubí a na průtok paralelní, který teče zpět do sání čerpadla. Paralelní průtok může být veden přímo anebo nepřímou. Při změně velikosti průtoku v obtoku dochází ke změně užitečného průtoku. Po této změně pracuje čerpadlo přibližně ve stejném pracovním bodě jako při návrhu.

Výhodou oproti škrcení je, že při změně průtoku zůstává konstantní tlak. Dopravní výška neroste ani pokud máme pouze částečné zatížení. Tento způsob řízení je vhodný pro malé průtoky a dopravní výšky.

Hlavní nevýhodou tohoto řízení jsou pořizovací náklady, a to z důvodu maření energie, která je dodávána do obtoku. Řízení výkonu obtokem není vhodné pro oběhová čerpadla. Energie, která se disipuje a ohřívá tak kapalinu v obtoku a čerpadle zvyšuje nebezpečí kavitace. V tomto případě je lepší zaústit obtok do sací nádrže. [5]

Řízení průtoků změnou otáček čerpadla umožňuje přizpůsobení výkonu požadavkům potrubního systému díky plynulé změně otáček. Pokud roste průtok lineárně zvětšuje se odpor v trubním systému kvadraticky. Stejným způsobem funguje i čerpadlo, pokud zároveň lineárně rostou otáčky. Z tohoto důvodu je malou změnou otáček pokryta velká provozní oblast. Pro odstředivá čerpadla platí na základě kinematické podobnosti zákony afinity (viz rovnice pro průtok – 3.13, pro požadovanou dopravní výšku – 3.14 a pro výkon – 3.15). Při tomto způsobu ovládání řízení je využít frekvenční měnič.

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right) \quad (3.13)$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (3.14)$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \quad (3.15)$$

kde: Q_i – průtok [m^3/s]

n_i – otáčky čerpadla [s^{-1}]

H_i – dopravní výška [m]

P_i – příkon čerpadla [W]

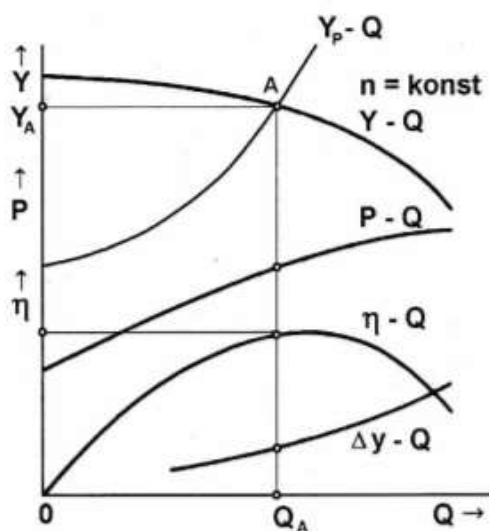
[5]

Hlavními klady ve srovnání s ostatními způsoby regulace jsou vyloučení přebytku dopravní výšky, úspora energie, jemnější rozběh čerpadla díky frekvenčnímu měniči nebo snížení opotřebení mechanických částí a nežádoucích hydrodynamických účinků.

Nevhodný využití frekvenčního měniče nastává, pokud má velký podíl na dopravované výšce výška geodetická. Pokud je navržen frekvenční měnič je třeba vždy brát v potaz zákony afinity, aby se tak předešlo neekonomickému návrhu. [5]

3.3. Určení pracovního bodu

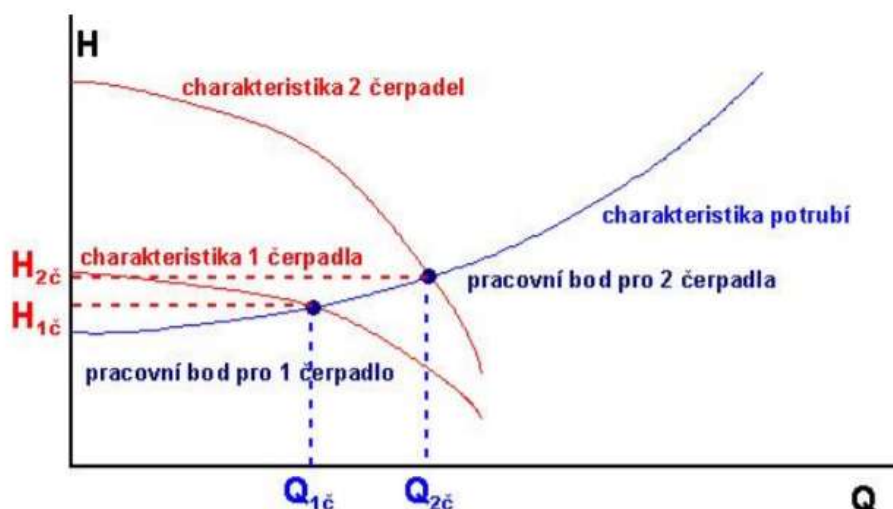
Pracovní nebo také provozní bod odpovídá průsečíku charakteristik čerpadla a potrubí. Čerpadla jsou vždy provozována s určitým technickým zařízením (např. potrubím) se kterým navzájem spolupracují. K charakteristice čerpadel $Q-H$ při konstantních otáčkách n je přiřazovaná charakteristika potrubí $Q-H_p$. v pracovním bodě se $H = H_p$. [9]



Obrázek 3.18 – Pracovní bod (A) hydrodynamického čerpadla; Y – dopravní výška čerpadla, Y_p – charakteristika potrubí, P – příkon čerpadla, η – celková účinnost čerpadla, Δy – kritická kavitační deprese, n – otáčky čerpadla [9]

U složitějších systémů se v praxi využívá zařazení více čerpacích jednotek do jednoho potrubního systému. Díky tomu dochází ke změně charakteristik současně pracujících čerpadel. Řazení čerpacích jednotek může být buď sériově nebo paralelně. [9]

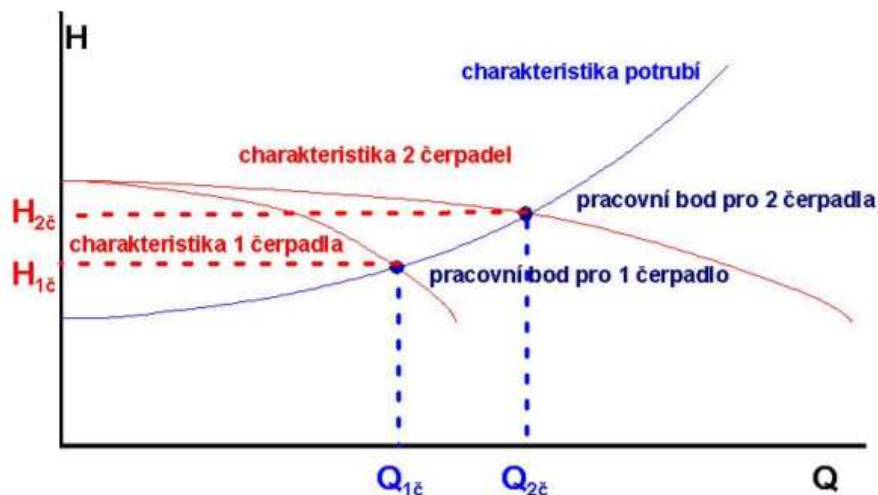
Pokud jedno čerpadlo nedokáže poskytnout dostatečnou dopravní výšku zařadí se více čerpadel **sériově**. Při sériovém řazení protéká všemi čerpadly stejný průtok Q a dopravní výšky čerpadel se sčítají. Tlak čerpadla na sání odpovídá tlaku předchozího čerpadla na výtlačku. Na tyto tlaky musí být čerpadla dimenzována kvůli zvýšenému namáhání skříňe čerpadla a ucpávky hřídele. Hydraulický výkon čerpadel není závislý na jejich poloze v řazení. V případě charakteristiky čerpadla se průtok Q a otáčky n nemění a dopravní výšky H a příkon P se sčítají. [5, 9]



Obrázek 3.19 – Charakteristika dvou sériově řazených čerpadel $Q-H$ a určení pracovního bodu systému [23]

Při častých změnách dodávaného průtoku je výhodné zařadit čerpadla **paralelně**. V případě potřeby menšího průtoku pracuje pouze jedno čerpadlo, pokud se nároky na průtok zvětšují, dochází k postupnému zapojení dalších čerpadel. Všechny čerpadla mají vlastní sací potrubí a zpětnou klapku na výtlačku, zároveň čerpají kapalinu do společného výtlačného řadu. Běžně se v paralelním řazení používají čerpadla se stejnými charakteristikami $Q-H$, ale lze využít i čerpadla s charakteristikami různými. Při paralelním řazení se sčítají průtoky Q při stejném tlaku a dopravní výšce. Kavitační deprese $NPSH$ a účinnost η se liší v případě jednoho a více zapojených čerpadel a odečítají se vždy pro příslušnou charakteristiku. S rostoucím průtokem dochází ke zvýšení hydraulického odporu v potrubí a díky tomu neodpovídá pracovní bod pouhému sečtení průtoku, ale jeho hodnota Q je nižší. Pokud dojde k poruše, měl by být

celý systém navržen tak, aby mohla čerpací stanice pracovat nadále v omezeném rozsahu. [5, 9]



Obrázek 3.20 – Charakteristika dvou paralelně řazených čerpadel Q - H a určení pracovního bodu [23]

3.4. Hydraulický ráz

K hydraulickému rázu dochází u stlačitelné kapaliny v neustáleném proudění. Ke stlačení kapaliny dochází při změnách tlaku, které jsou vyvolané prudšími změnami rychlosti kapaliny. Při hydraulickém rázu dochází k přeměně energie kinetické na tlakovou a naopak. Rychlost šíření tlakových změn je pro stlačitelné kapaliny konečná, z tohoto důvodu se změny tlaku šíří konstantní rychlostí zvuku. Hydraulický ráz je buď totální nebo částečný. [12]

Tento jev popisují dvě základní diferenciální rovnice (3.16) a (3.17), které se dají odvodit pomocí Eulerovy hydrodynamické rovnice a rovnice kontinuity. Odvození těchto rovnic viz [8].

$$\frac{\partial v}{\partial t} = g \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{g}{a^2} \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3.17)$$

kde: v – průřezová rychlost kapaliny [m/s]

t – čas [s]

g – gravitační zrychlení [m/s²]

h – tlaková výška [m]

x – vzdálenost [m]

a – rychlost rázové vlny v potrubí [m/s]

[8]

Totální hydraulický ráz se vyznačuje náhlým uzavřením armatury nebo zastavením čerpadla. Při uzavření dojde k zastavení pohybu kapaliny před uzávěrem, oproti tomu je kapalina ve zbylé části potrubí stále v pohybu. Kinetická energie částic, která se zastaví u uzávěru je přeměněna na tlakovou a tím je umožněno stlačení kapaliny. Toto stlačení uvolňuje prostor, do kterého vtékají další částice. Při nárazu těchto částic do stlačené kapaliny dochází znovu k přeměně energie z kinetické na tlakovou. Z tohoto důvodu se rozhraní mezi stlačenou a pohybující se kapalinou (nestlačenou) pohybuje od místa vzniku rázu dále do potrubí rychlostí a (rychlost zvuku, ve skutečnosti je rychlost menší).

V zastavené kapalině stoupne tlak oproti pohybující se kapalině. Rázová (tlaková) vlna se pohybuje rovnoměrně až k nádrži s volnou hladinou, kde se nemůže šířit dále. V celém potrubí je v daném momentě stlačená kapalina. Na začátku nádrže je v tomto okamžiku rozhraní mezi stlačitelnou a nestlačitelnou kapalinou. Díky expandování stlačené kapaliny do nádrže dojde k přeměně energie z tlakové zpět na kinetickou. Kapalina se vrátí zpět do původního nestlačeného stavu a z tohoto důvodu nastane opačný pohyb kapaliny od uzávěru k nádrži. Zde klesne tlak na původní hodnotu.

V dalším okamžiku se čelo rázové vlny šíří zpět k uzávěru. U uzávěru nastane expanze posledních částic kapaliny a důsledkem setrvačnosti kapaliny dojde ke snížení tlaku. Díky tomu se kapalina v potrubí rozpíná a rozhraní mezi touto a nestlačenou kapalinou se šíří od uzávěru k nádrži. U nádrže dojde k odražení a vrácení se kapaliny do původního stavu (i tlaku kapaliny). Rozhraní mezi rozpínanou a nestlačenou kapalinou se pak pohybuje směrem k uzávěru, kde následně dochází k nárazu na uzávěr a zvýšení tlaku kapaliny. Celý proces se znovu opakuje a postupně ustává díky vnitřnímu tření kapaliny. [8, 12, 18]

Částečný hydraulický ráz nastává, pokud se rázová vlna dostane zpět k uzávěru, který ještě není úplně uzavřen. [12]

3.4.1. Protirázová ochrana

Snížení tlakových pulsací lze dosáhnout různými ochrannými prvky, tlakovými zařízeními nebo prodloužením doby změny průtoku.

Prodloužit dobu, při které se mění průtok lze pomocí zpomalení uzavírání armatury nebo prodloužením doby doběhu čerpadla (zvětšení momentu setrvačnosti rotoru). Nevýhodou této varianty je, že se v praxi většinou usiluje o co nejkratší dobu změny průtoku. Z tohoto důvodu se tato řešení hodí pro kratší potrubí.

Velmi častým řešením protirázové ochrany je vložení pružného – ochranného prvku do potrubí. Tento prvek tlumí kolísání průtoku i tlaku. Mezi ochranné prvky se řadí vyrovnávací komory, větrníky, vzdušníky a výtok přepadem.

Mezi tlakové zařízení se řadí ventily: tlakový, zpětný a pojistný (viz kapitola 2.2.1. Potrubí). [9, 22]

4. Experimentální hodnocení

Významnou složkou vědecko-výzkumné činnosti je práce experimentální. Jde o měření a zkoumání modelů různých soustav, strojů a zařízení. Měřením se zjišťují základní vlastnosti modelů, opravují se jeho vady nebo se ověřují teoretické předpoklady návrhu. Na modelech může docházet i k empirickému zjišťování vzájemných vztahů veličin. V případě potřeby je možné pomocí modelu zavést opravné součinitele u teoreticky odvozených rovnic (řešení těchto rovnic vycházelo ze zjednodušujících předpokladů kvůli usnadnění matematického řešení). [12]

4.1. Modelování trubních systémů

V hydraulickém modelování rozlišujeme fyzikální a matematické modelování. Na rozdíl od matematického modelování lze fyzikální modelování využít i v případech, kdy daný jev není dostatečně matematicky popsán.

Fyzikální modelování vychází z podobnosti dvou systémů – skutečnosti (díla) a reprodukováného obrazu (modelu). Výsledky získané výzkumem na modelu se přenesou do skutečnosti pomocí fyzikální podobnosti. Matematické modelování není přesně definovaný pojem. V určitých případech se jako matematické modelování uvažují soustavy rovnic a jejich řešení. Častěji se v tomto případě uvažuje nejen o soustavách rovnic, které jsou následně řešeny pomocí počítačů, ale i jejich zobrazení v daných programech. Pro efektivní využití matematických modelů v praxi je třeba dané modely dále kalibrovat a verifikovat. [6]

4.1.1. Fyzikální modelování

Ve většině případů je model menší než skutečné dílo. Z tohoto důvodu je levnější, lehčí, lépe se s ním manipuluje a umožňuje zkoušení více variant měření. Přepočítání experimentálního hodnocení na skutečné dílo se provádí pomocí teorie fyzikální podobnosti. [12]

Fyzikální podobnost hydraulických strojů odpovídá podobnosti hydrodynamické. Hydrodynamická podobnost se skládá ze tří složek: geometrické, kinematické a dynamické. Kinematická podobnost musí splňovat mimo dalších podmínek, podmínku geometrické podobnosti. Podobnost dynamická předpokládá dodržení podmínky kinematické a zároveň tedy i geometrické.

Kritéria hydrodynamické podobnosti jsou bezrozměrná měřítka sil. V potrubí je nejvýznamnější měřítko sil Reynoldsovo – Re (4.1), které vychází z vazkosti kapaliny. U hydraulických strojů se využívá Eurelovo kritérium (tlakové síly) a Strouhalovo kritérium (síly působící při neustáleném pohybu kapaliny). Aby byly podmínky kritéria splněny, musí mít kritéria na modelu a ve skutečnosti stejnou číselnou hodnotu. [10]

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu} \quad (4.1)$$

kde: ρ – hustota kapaliny kg/m^3

v – rychlost kapaliny $[m/s]$

L – délka $[m]$

μ – dynamická viskozita $[Pa.s]$

[8]

Aplikování výsledků ve skutečnosti je možný, pokud mezi modelem a dílem jsou geometrické a hydrodynamické vztahy, které jsou podmínkami hydrodynamické podobnosti. Když u modelu M známe v každém okamžiku číselné hodnoty příslušných fyzikálních veličin, pak při podobných hydrodynamických podmínkách na díle D jsou všechny délkové rozměry λ -krát, časové intervaly τ -krát a hmotnosti μ -krát větší než na modelu M [10]. Bezrozměrné moduly hodnot λ , τ , μ odpovídají základním fyzikálním veličinám délky l (m), času t (s) a hmotnosti m (kg). Podobnost mezi modelem a dílem je definovaná pomocí rovnic (4.2), (4.3) a (4.4). [10]

$$\lambda = \frac{l_D}{l_M} \quad (4.2)$$

$$\tau = \frac{t_D}{t_M} \quad (4.3)$$

$$\mu = \frac{m_D}{m_M} \quad (4.4)$$

[10]

4.1.2. Matematické modelování

Matematický model určují fyzikální procesy a jejich základní měřitelné veličiny a vztahy mezi těmito veličinami. Vytváření modelu závisí na míře zjednodušení, která nesmí být moc velká nebo naopak příliš malá. Pokud je zjednodušení velké, může dojít ke zkreslení a model nebude odpovídat skutečnosti. V opačném případě, při nedostatečném zanedbání některých souvislostí, bude model příliš složitý a těžko řešitelný. Při řešení modelu musí docházet ke kalibraci. Kalibrace slouží ke zpřesnění výsledků modelu (ve srovnání s naměřenými daty). Pro ověření vztahu modelu a skutečnosti slouží validace a verifikace. Tyto nástroje modelu slouží k ověření funkčnosti systému pro jiná vstupní data v jiném časovém období. Matematický model by měl být, pro co nejpřesnější výsledek, vždy kalibrován a následně validován nebo verifikován. [28, 43]

Pro modelování trubních soustav lze využít programy: EPANET, SWMM, ANSYS Fluent, Pump selector ad. Program EPANET slouží k modelování výtlačných systémů distribuce vody. EPANET umožňuje sledovat dlouhodobé chování tlakového proudění v potrubí a kvality vody. Pomocí programu je možné zjistit tlak v uzlech potrubí, chemické koncentrace, stáří vody nebo průtok v daném úseku potrubí. Zároveň program umožňuje optimalizace čerpacích jednotek přímo v trubním systému. Program SWMM (Storm Water Management Model) umožňuje zjišťování (dešťového) odtoku v urbanizovaných povodích. Pomocí simulace je možné zjistit množství a kvalita odtoku (nejčastěji pro městská povodí). K 3D modelování trubních systémů lze využít ANSYS Fluent. V tomto programu je možnost vymodelovat konkrétní trubulenci. Program Pump Selector lze využít pro návrh a dimenzování čerpadel. [19, 21, 36, 39]

4.2. Měření hydraulických veličin

V praxi se měří veličiny neelektrické. Tyto veličiny mohou být měřeny funkčně nebo kontrolně. Funkční měření slouží pro okamžité řešení problému, například měření maximálního/minimálního tlaku a následné zapínání/vypínání čerpadla. Naopak kontrolní

měření není v daný moment potřeba, ale slouží k průběžné kontrole provozu (např. průtočné množství).

Měřicí přístroje se dělí na ukazovací a záznamové nebo vysílací a přijímací (přenos mimo místa měření). Přenos se rozlišuje na základě principu na odporový, impulsivní, kapacitní, selsynový a indukční. Měřicí přístroje mohou měřit průtočné množství, tlak, výšku hladin (v nádrži, jímkách), teplotu nebo otáčky čerpadla. [15]

4.2.1. Přístroje na měření průtoku

Způsoby měření průtoku se rozlišují na průtok hmotností (4.5) a průtok objemový (4.6). Hmotnostní průtok odpovídá hmotnosti tekutiny, která proteče potrubím za jednotku času. Tento průtok lze měřit přímo pomocí Coriolisovo principu nebo tepelného hmotnostního průtokoměru anebo nepřímo z objemového průtoku a ze známé hodnoty hustoty proudící kapaliny (4.7). Objemový průtok udává objem tekutiny, který projde potrubím za jednotku času. Tento průtok se zjišťuje z výpočtu rychlosti proudění nebo pomocí rozdílů tlaků. Pro objemový průtok je třeba, aby kapalina vyplňovala celý průřez potrubí. Při výpočtu objemového průtoku může v některých případech docházet ke korekci změny teploty a tlaku kapaliny. [29]

$$Q_m = \frac{m}{t} \quad (4.5)$$

kde: Q_m – hmotnostní průtok [kg/s]

m – hmotnost kapaliny [kg]

t – čas [s]

$$Q = \frac{V}{t} \quad (4.6)$$

kde: Q – hmotnostní průtok [m^3/s]

V – objem kapaliny [m^3]

t – čas [s]

$$Q_m = Q\rho \quad (4.7)$$

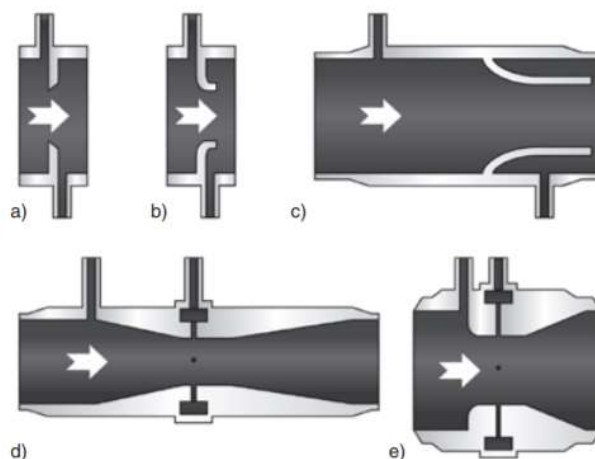
kde: ρ – hustota kapaliny [kg/m^3]

[27, 29]

Průtok kapaliny je možné měřit pomocí několika metod. Mezi základní metody měření průtoku se řadí: měření rozdílu tlaku před a za primárním prvkem průtokoměru, měření rychlosti proudění vody, měření objemového průtoku a měření hmotnostního průtoku. [29]

Měření rozdílu tlaku před a za primárním prvkem průtokoměru je v praxi využíváno ve většině případů. Tyto přístroje pro měření průtoků využívají diferenciálního tlaku. Tento tlak může vznikat v cloně, dýze, Venturiho trubici. Tyto prvky patří mezi škrtící orgány. Vedle škrtících orgánů patří mezi průtokoměry, které snímají tlak, rychlostní sondy (Pitotova trubice, Prandtlova trubice, ad.), kolenový průtokoměr a plovákový průtokoměr.

Při vložení překážky do potrubí dochází k poklesu tlaku a růstu rychlosti. Tento jev (zákon zachování mechanické energie v tekutinách) popisuje Bernoulliho rovnice (3.2). Rozdíl proudění před a za překážkou je přímo úměrný druhé mocnině rychlosti proudění [29]. Ve většině případů ukazují vodoměry, které využívají rozdílů tlaků, přímo průtok a diferenciální tlak se zde měří pomocí prstencového manometru. [15, 29]



Obrázek 4.1 – Řezy nejčastěji používaných typů škrtících prvků (norma ČSN EN ISO 5167): a) clona, b) dýza, c) dýza s dlouhým poloměrem, d) Venturiho trubice, e) Venturiho dýza [35]

Plovákový průtokoměr funguje na základě škrtícího prvku, který ovlivňuje, díky stálým rozměrům, velikost diferenciálního tlaku. Plovák je umístěn v potrubí s vyšším tlakem před škrtícím prvkem. Plovák umožňuje okamžitý odečet (ukazovací průtokoměr) nebo záznam o tlacích (zapisovací průtokoměr). [15]

Veškeré rozměry, délky rovných vzdáleností před a za strojem a předpisy pro montáž vodoměrů jsou dány normou ČSN EN ISO 5167. V této normě je i závislost mezi průtočným množstvím a diferenciálním tlakem a typy odběru tohoto tlaku. [15, 29]

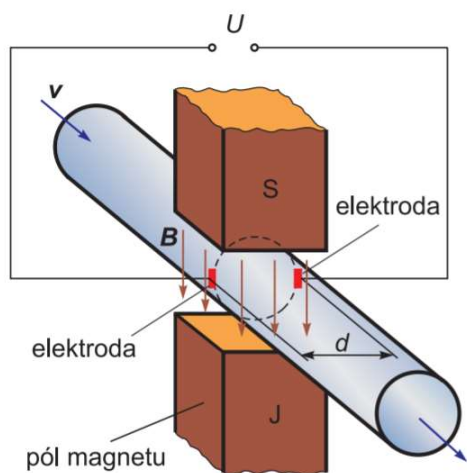
Měření rychlosti proudění tekutiny vychází ze střední rychlosti proudění tekutiny v_s a průřezu potrubí S . Mezi tyto průtokoměry se řadí turbínové průtokoměry, vírové průtokoměry, elektromagnetické (indukční) průtokoměry a ultrazvukové průtokoměry. Na rozdíl od

průtokoměrů, které snímají rozdíly tlaků, kde je závislost na průtoku kvadratická, je zde výstup z průtokoměru závislý lineárně.

Turbínové průtokoměry fungují na principu měření otáček. Tyto průtokoměry mají rotor s lopatkami, který se vlivem rychlosti proudění otáčí. Otáčky jsou přímo úměrné rychlosti proudění kapaliny.

Vírové průtokoměry fungují pomocí von Karnamovo efektu, který využívá vzniku vírů vlivem obtékání těles. Pro splnění závislosti vzniku frekvence vírů na rychlosti proudění, musí tato frekvence odpovídat určitému rozsahu Reynoldsova čísla. [29]

Indukční průtokoměr se nejčastěji vysvětluje pomocí Faradayova indukčního zákona. Faradayův zákon předpokládá časovou změnu magnetického toku, pokud se pohybuje vodič (elektricky vodivá kapalina) v magnetickém poli, důsledkem toho je vznik napětí. Průtokoměr snímá toto indukované napětí v magnetickém poli (při pohybu kapaliny). Indikované napětí odpovídá rychlosti proudění (4.8). Tento vztah není ovlivněn vlastnostmi kapaliny (teplotou, viskozitou atp.). Indukční průtokoměr se skládá z měřicí trubice, elektromagnetu a elektrod (indikované napětí v kapalině je snímáno dvěma protilehlými elektrodami). [15, 25]



Obrázek 4.2 – Schéma základního principu indukčního průtokoměru
(U – napětí, B – indukce, v – rychlost, d – vzdálenost elektrod) [25]

$$U_i = Blv = BD \frac{4Q_v}{\pi D^2} \quad (4.8)$$

kde: U_i – indukované napětí [V]

B – indukce magnetického pole [T]

l – délka [m]

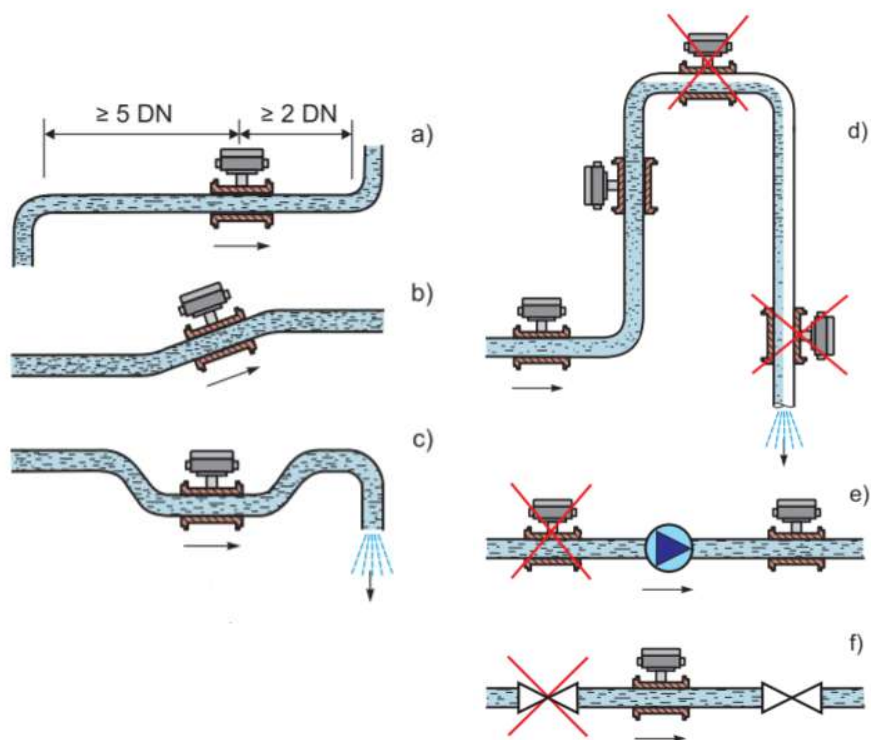
v – rychlost proudění [m/s]

D – průměr potrubí [m]

Q_v – objemový průtok [m^3/s]

[29]

Klad indukčních průtokoměrů je bezdotykový provoz – nezpůsobují trvalou hydraulickou ztrátu třením. Na rozdíl od předchozích typů průtokoměrů nemají pohyblivé části a nepodléhají tak opotřebování. Nevýhodou je, že potrubí musí být zcela zaplněno vodou a měřené médium musí mít minimální požadovanou elektrickou vodivost. Pokud se v kapalině vyskytnou vzduchové bubliny dochází k chybám v měření a zkreslení výsledků. [25, 29]



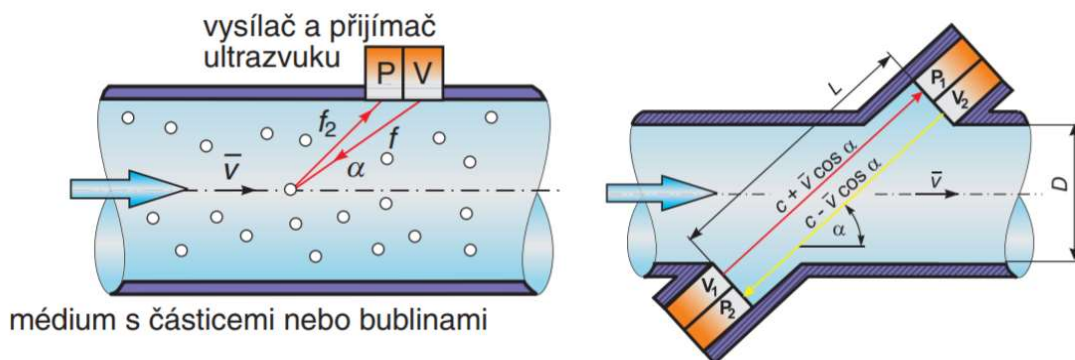
Obrázek 4.3 – Umístění indukčního průtokoměru v potrubí [25]



Obrázek 4.4 – Magneticko-indukční průtokoměr MQI 99 – C, výrobce:

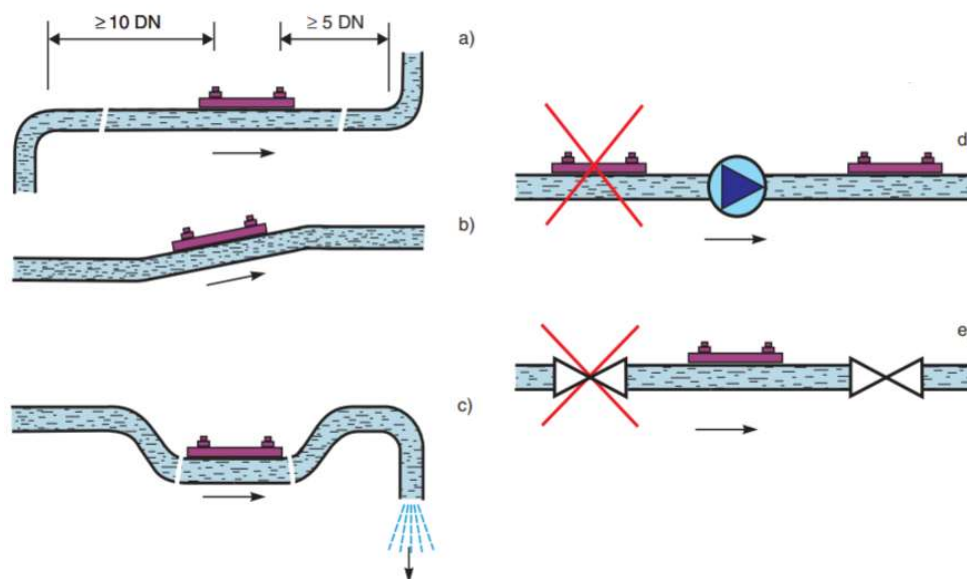
ELA, spol. s r. o. [31]

Ultrazvukový průtokoměr měří rychlost proudění pomocí ultrazvukového vlnění. Jsou dva typy ultrazvukového průtokoměrů – průtokoměr využívající Dopplerův princip a průtokoměr, který měří dobu průchodu médiem. Přístroje využívající Dopplerův jev vysílají do kapaliny ultrazvukové vlny, které se odráží od částic v tekutině a vrací se zpět v jiné frekvenci než u vysílaného signálu. Rozdíl frekvencí vysílané vlny a vlny, která se vrací zpět, je přímo úměrný rychlosti proudění tekutiny. Tento princip je vhodný pro kapaliny s pevnými částicemi nebo bublinami. Průtokoměry, které využívají měření doby průchodem signálu, se mohou využívat pouze v případě čistých tekutin. Tyto průtokoměry mají dvě jednotky – přijímací a vysílací, které jsou umístěny ve směru proudění. Obě jednotky vysílají vlny (ve směru a proti směru proudění) – rozdíl těchto signálů je přímo úměrný rychlosti proudění kapaliny.



Obrázek 4.5 – Princip ultrazvukového průtokoměru s využitím Dopplerova jevu (vlevo), princip ultrazvukového průtokoměru s vyhodnocením doby průchodu médiem (vpravo) [41]

Výhodou ultrazvukového průtokoměru je nezmenšování vnitřního průměru potrubí (bezkontaktnost), díky tomu nevzniká hydraulická ztráta třením. Zároveň nedochází k opotřebenosti částí průtokoměru vlivem proudění tekutiny. Nevýhodou mohou být usazeniny na snímači, které způsobují chyby v měření. Pro správnou funkci přístrojů je potřeba, aby byl celý průřez potrubí zaplněn kapalinou. Ve srovnání s indukčním průtokoměrem jsou vyžadovány větší vzdálenosti přímých délek potrubí (obrázek 4.6). [29, 41]



Obrázek 4.6 – Umístění ultrazvukového průtokoměru v potrubí [41]

Měření objemového průtoku funguje na základě měření jednotlivých objemů (prostor), které se následně sčítají dohromady. Tím se získá celkový objem, který protekl potrubím za určitou časovou dobu. Dávkovací průtokoměry ve většině případů ukazují celkový objem a v některých případech i impulsy, které odpovídají počtu naplněných samostatných objemů. Tyto přístroje vytvářejí tlakovou ztrátu v potrubí a nejsou vhodné pro znečištěné vody.

Měření hmotnostního průtoku se provádí nejčastěji dvěma způsoby – Coriolisův průtokoměr a tepelný hmotnostní průtokoměr (např. Termoanemometr). Dále se hmotnostní průtok zjišťuje nepřímo z průtoku objemového. [29]

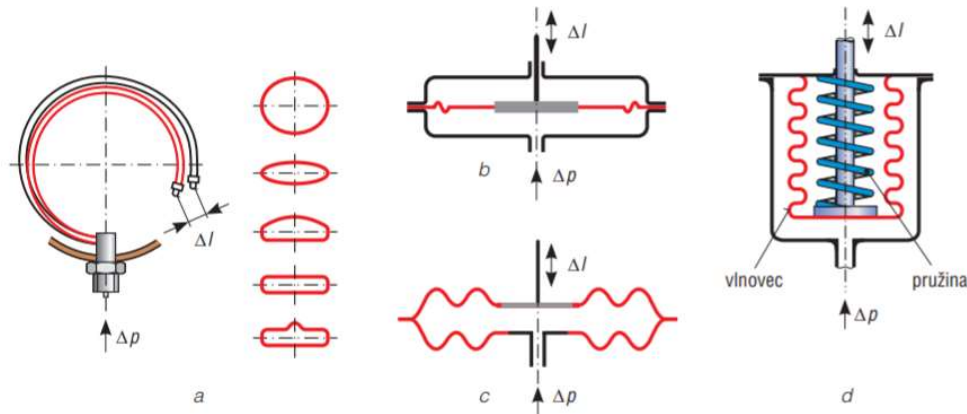
Průtokoměr	Rozsah ($Q_{\max}:Q_{\min}$)	Teplota [°C]	Tlak [Mpa]	Přesnost (z měřené hodnoty)	Tlaková ztráta
Normalizovaná clona	4:1	do 540	do 41	1-2%	velká
Venturiho trubice	4:1	do 540	do 41	1-2%	střední
Dýza	4:1	do 540	do 41	1-2%	velká
Pitotova trubice	3:1	do 540	do 41	5%	malá
Kolenový	3:1	do 540	do 41	5%	malá
Plováčkový (skleněný)	10:1	do 120	do 3	1%	střední
Turbinový	10:1	do 500	do 43	0.5%	velká
Vírové	20:1	do 430	do 10.5	1.5%	střední
Indukční	30:1	do 180	do 10.5	1%	žádná
Ultrazvukový (Dopplerův jev)	30:1	do 300	do 10	5%	žádná
Dávkovací	10:1	do 250	do 10	1%	střední / velká
Coriolisův	80:1	do 200	do 10	0.2%	malá
Termoanemometr	50:1	do 65	do 31	1%	malá

Tabulka 4.1 – Porovnání jednotlivých průtokoměrů [29]

4.2.2. Přístroje pro měření tlaku

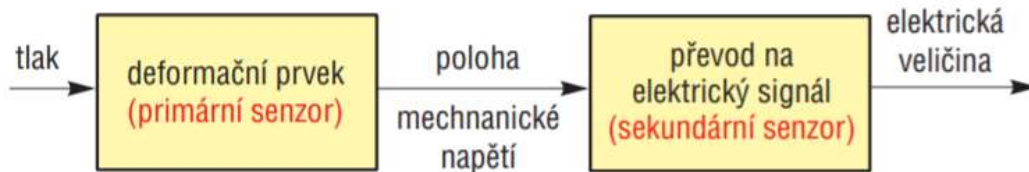
Podtlaky, přetlaky a diferenciální tlaky se měří pomocí deformačních tlakoměrů, tlakoměrů s elektrickým výstupem, hydrostatickými tlakoměry nebo silovými tlakoměry. Rozsahy tlakoměrů udává norma. [15]

Deformační tlakoměry fungují na principu pružné deformace – působení měrného tlaku, který způsobuje změnu geometrického tvaru ideálního (pro měření) tlakoměrného prvku. Při deformaci měřicího prvku dojde ke změně jeho polohy, která se přenese na ukazatel tlaku. V dnešní době jsou tyto tlakoměry méně využívány a nahrazovány tlakoměry s elektrickým výstupem. Tlakoměry se dělí podle tvarů pružných částí, jejichž deformace měří. Deformační tlakoměry jsou membránové, trubicové, krabicové a vlnovité.



Obrázek 4.7 – Schéma základních deformačních prvků: a) trubicový (Bourdonova trubice), b) membránový, c) krabicový, d) vlnovitý [30]

Snímače tlaku s elektrickým výstupem fungují na principu deformačních tlakoměrů. V tomto případě navazuje na deformační prvek, kde je primární senzor, senzor sekundární, který deformaci způsobenou tlakem vyhodnocuje a ukazuje elektrický výstup. Sensory, které se pro snímače využívají, jsou buďto senzory polohy nebo senzory mechanického napětí.



Obrázek 4.8 – Zjednodušené schéma snímače tlaku s elektrickým výstupem [30]

Tlakoměr	Typ tlakoměru	Typ měření	Měřicí rozsah [Pa]	Přesnost (z rozsahu)	Poznámka
Deformační tlakoměry	trubicový	velikost deformace pružného prvku	do 10^9	1-2%	přesné - 0.1 %
	membránový		do 10^6	0.5-2%	
	vlnovitý		do 10^5	1-2%	
	krabicový		do 10^3	1-2%	
Snímače tlaku s elektrickým výstupem	potenciometrický	deformační člen - změna polohy		0.5-1%	
	indukčnostní			0.5%	
	optický			0.1%	
	kapacitní	deformační člen - mechanické napětí	do $7 \cdot 10^7$	0.05-0.2%	
	tenzometrický		do $6 \cdot 10^7$	0.025-0.5%	
	rezonanční		do $5 \cdot 10^7$	0.01-0.2%	
piezometrický		do $3 \cdot 10^{10}$	1%		
Silové tlakoměry	zvonový, pístový	síla na plochu	do $5 \cdot 10^8$	0.0015-1%	
Hydrostatické tlakoměry	U-trubicový, nádobkový	výška sloupce kapaliny	do $2 \cdot 10^5$	až 0.05%	

Tabulka 4.2 – Porovnání jednotlivých tlakoměrů [30]

4.2.3. Přístroje měřící výšku hladin

V případě měření hladiny se rozlišují signalizátory hladin a přístroje pro měření hladiny. Signalizátory hladin zjišťují okrajové hodnoty (maximální, minimální). Měření hladiny v celém rozsahu zajišťují přístroje pro měření hladin. Přístroje mohou být plovákové, elektrodové, kapacitní, hydrostatické, elektromechanické, zvukové nebo radioaktivní snímače. [15]

B. PRAKTICKÁ ČÁST

V této části práce je uveden podrobný popis fyzikálního modelu, hydraulického měření na modelu, naměřené hodnoty a výsledky měření.

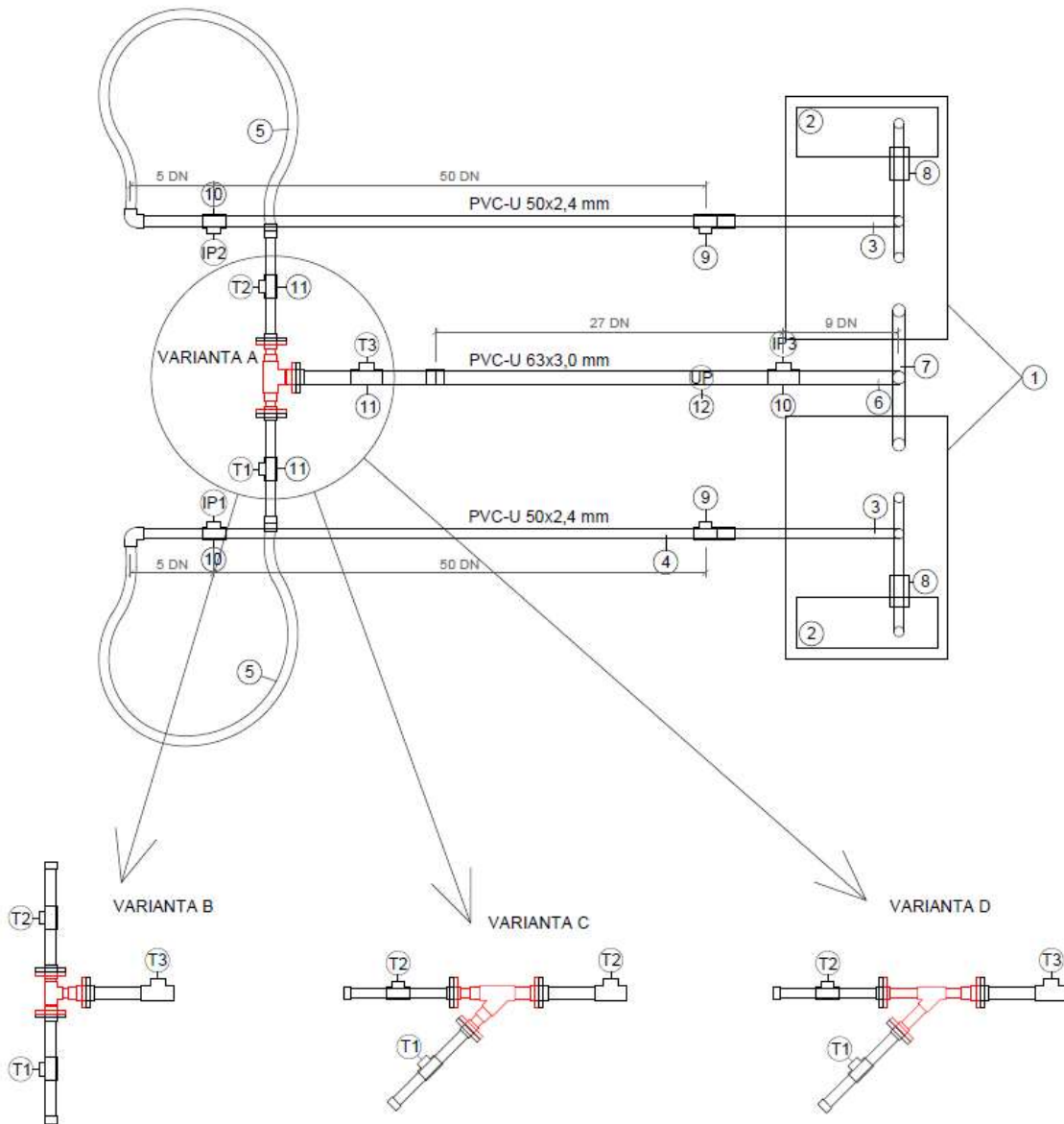
5. Fyzikální model

Fyzikální model je postaven na ČVUT Fakultě stavební v laboratoři katedry K144. Model odpovídá zapojení dvou paralelních čerpadel. Pro měření byly připraveny čtyři varianty tvarovek – spojení T-kus (A, B, C, D). Celý systém je recirkulační.



Obrázek 5.1 – Fyzikální model

5.1. Schéma



Obrázek 5.2 – Schéma fyzikálního modelu; legenda: 1) nádrž, 2) čerpadlo, 3) klasické potrubí PVC 50x2,4 mm, 4) transparentní potrubí PVC 50x2,4 mm, 5) flexibilní potrubí PVC 50x2,4 mm, 6) transparentní potrubí PVC 63x3,0 mm, 7) klasické potrubí PVC 63x3,0 mm, 8) zpětná klapka, 9) výpust, 10) indukční průtokoměr, 11) tlakoměr, 12) ultrazvukový průtokoměr

5.2. Složení modelu

Na modelu jsou osazeny dvě navzájem propojené **nádrže** 600l IBC Kontejner o objemu 600 litrů jedna. Rozměry nádrže jsou 1200x800x1005 mm. Kontejnery jsou vyrobeny z vysoce molekulárního HDPE, vnější ochranou kostru tvoří ušlechtilá pozinkovaná ocel. Nosnost jedné nádrže je 1200 kg. Nádrž je postavena na plastové paletě.

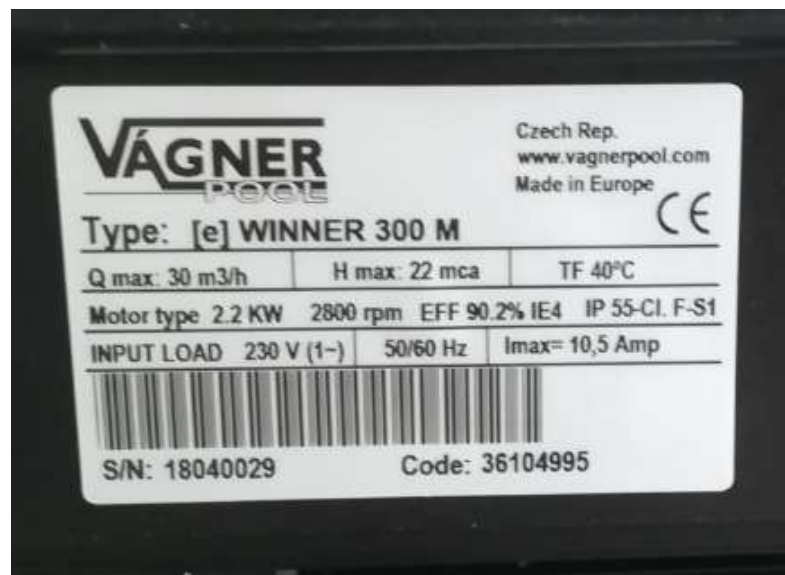


Obrázek 5.3 – Dvě nádrže 600l IBC Kontejner

Dopravu kapaliny zajišťují dvě **čerpací jednotky** [e] Winner 300 M od španělské firmy Saci pumps. Jedná se o samonasávací čerpadlo s velkokapacitním filtrem. Jedna čerpací jednotka má maximální průtok 30 m³/hod, 2800 otáček za minutu. Příkon čerpadla odpovídá 2,78 kW a výkon je roven 2,20 kW. Napětí na jedné čerpací jednotce je 230 V, maximální teplota vody může být 40 °C a maximální tlak nesmí překročit 2,5 baru. Turbína čerpadla je plastová. Hrdlo na výtlačku i sání odpovídá průměru potrubí 63 mm (2“). Toto čerpadlo je vhodné pro úpravu sladké i slané vody. Čerpadla jsou řazena paralelně.



Obrázek 5.4 – Čerpadlo [e] Winner 300 M



Obrázek 5.5 – Štítek čerpadla [e] Winner 300 M

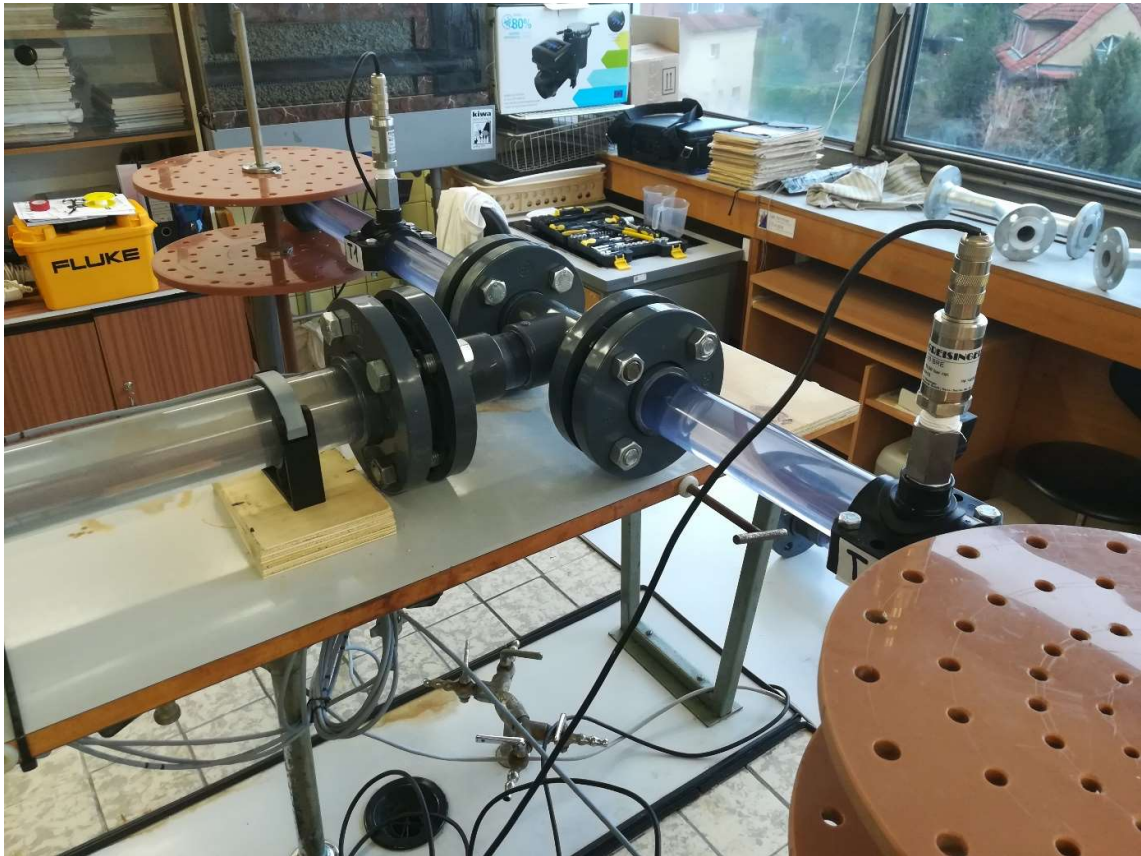
Na sacích větvích obou čerpadel je osazeno **potrubí** PVC 50x2,4 mm, které dále pokračuje na obou výtlačných větvích až k tvarovce T-kus, kde se potrubí spojují v jedno. Část výtlačného potrubí od čerpadla Č₁ je transparentní PVC 50x2,4 mm. Od spojné tvarovky následuje potrubí PVC 63x3,0 mm, které je v určité části transparentní. Z důvodu různých

variant spojných tvarovek je v jedné části modelu zapojen flexibilní typ potrubí, který umožňuje manipulaci s potrubím pro různé typy tvarovek. Spoje na modelu jsou buď lepené nebo šroubované. Tvarovky jsou k modelu napojovány pomocí přírubových spojů.



Obrázek 5.6 – Transparentní potrubí PVC 50x2,4 mm a PVC 63x3,0 mm

Na modelu ve spoji dvou paralelně zapojených čerpadel jsou osazeny dva typy **tvarovek**, každá se dvěma variantami. Prvním typem je T-kus 90° a druhým typem T-kus 45°. Varianta A odpovídá T-kusu 90° a dochází u ní k redukci na větší profil potrubí ještě před napojením na T-kus. Ve variantě B je napojena redukce na větší profil potrubí až za spojným T-kusem 90°. Varianta C odpovídá variantě A, tedy k zvětšení profilu potrubí dochází před T-kusem 45°. Pro variantu D platí napojení redukce až za T-kus 45° jako u varianty B. Na modelu jsou dále osazeny tvarovky: kolena 90° a 45°, zpětné klapky, ventily a spoje potrubí.



Obrázek 5.7 – Příklad zapojení T-kusu 90°



Obrázek 5.8 – Příklad zapojení T-kusu 45°

5.3. Použitá měřicí technika

Na modelu je použito několik typů měřicí techniky. Pro měření průtoku jsou využity dva typy průtokoměrů: indukční a ultrazvukový. Tlak na modelu je měřen pomocí tlakoměru.

Indukční průtokoměr FLS F6.60 nemá pohyblivé mechanické díly a je použitelný v rozsahu potrubí DN 15 – DN 600 mm. Přístroj je možné použít pro měření všech kapalin bez pevných látek. Nastavitelný rozsah měření průtokoměru je od 0,05 m/s do 8 m/s. Přesnost měření je $\pm 1\%$ čtení + 1,0 cm/s.

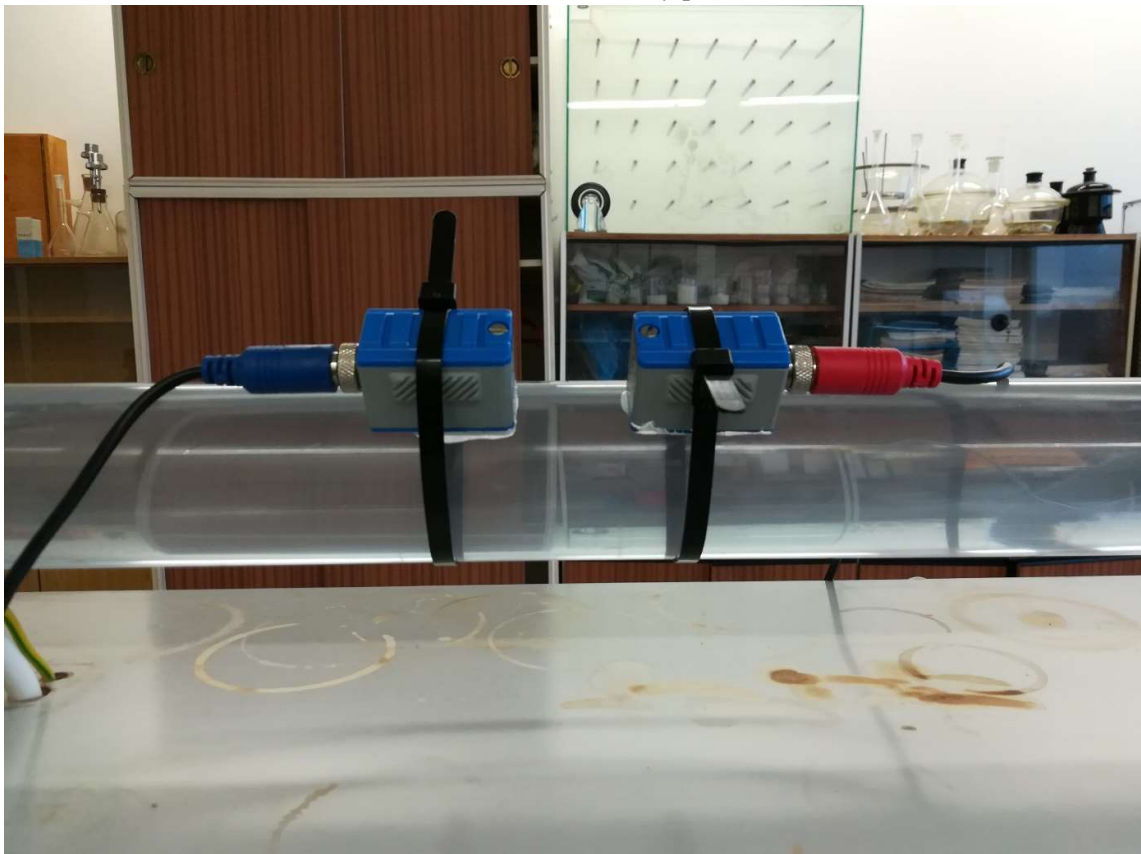


Obrázek 5.9 – Zapojení indukčního průtokoměru FLS F6.60

Přenosný **ultrazvukový průtokoměr** TTFM100-HH-NG od firmy BM Technologie Industriali měří průtok pomocí ultrazvukového signálu. Tento typ průtokoměru je příložený. Průtokoměr se skládá z páru ultrazvukových senzorů, akusticky spojených na vnější stěně potrubí a centrální jednotky, která vyhodnocuje signál od senzorů. Celkový proces řídí procesor, který se nachází v centrální jednotce. Přesnost měření je $\pm 1\%$ naměřených hodnot.



Obrázek 5.10 – Ultrazvukový průtokoměr



Obrázek 5.11 – Upevnění sond ultrazvukového průtokoměru

Tlakoměr GREISINGER GMH 5155 je ruční, vodotěsný přístroj, který má možnost připojení dvou výměnných snímačů. Tento tlakoměr lze použít pro měření absolutního a relativního tlaku například pro tlakové zkoušky kapalin, měření vakua, vytápění, vzduchotechniky nebo klimatizace. Přístroj má širokou škálu zobrazovacích jednotek tlaku, ze které si může uživatel sám vybrat příslušnou jednotku (na základě zvoleného snímače tlaku). Vybavení tlakoměru se skládá z datového loggeru, analogového výstupu a alarmu. Přesnost měření přístroje je $\pm 0,1 \%$. Frekvence záznamu tlakových špiček je 4 nebo 1000 měření za sekundu, střední hodnota je v rozmezí 1-120 sekund. Z důvodu měření na třech místech byly využity dva přístroje.



Obrázek 5.12 – Tlakoměry Greisinger GMH 5155

Pro zjištění tlaku byly použity tři **snímače tlaku** z nerezové oceli. Tyto snímače umožňují měřit v agresivních látkách (voda, plyn) podtlak, přetlak, diferenciální tlak a absolutní tlak. První senzor typu MSD -1/3 BRE má rozsah měření od -1 až do 3 barů relativního tlaku. Tento typ snímače měří s přesností čtení 1 milibar. Druhým a třetím typem senzoru je MSD 10 BRE s rozsahem měření od 0 do 10 barů relativního tlaku. Dané sondy měří s přesností čtení 10 milibarů. Oba typy snímačů jsou kompatibilní s výrobní řadou tlakoměrů GMH.



Obrázek 5.13 – Snímače tlaku Greisinger MSD 10 BRE

6. Hydraulické měření

Pro jednotlivé varianty bylo provedeno hydraulické měření. Toto měření proběhlo na čtyřech různých variantách tvarovek (viz schéma 5.1). Měřeny byly průtoky na obou jednotlivých větvích modelu (PVC 50x2,4 mm) a na potrubí za T-kusem (PVC 63x3,0 mm). Průtoky byly zaznamenávány pomocí indukčních průtokoměrů a ověřeny ultrazvukovým průtokoměrem, který byl nainstalován na potrubí za T-kusem (PVC 63x3,0 mm). Dále byly měřeny tlaky v metrech vodního sloupce pomocí tlakoměru, a to na potrubí před a za tvarovkou T-kus.

U všech variant proběhlo měření při stejných průtocích a následně při průtocích s různou variabilitou. Nejprve byly sjednoceny otáčky čerpadel, které na čerpadle Č1 odpovídaly průtoku $Q_{\check{c}} = 15,2 \text{ m}^3/\text{h}$ a na čerpadle Č2 průtoku $Q_{\check{c}} = 14,2 \text{ m}^3/\text{h}$. To vypovídá o tom, že čerpadla nejsou naprosto identická i když jde o stejný typ. Otáčky na čerpadle byly upravovány pomocí změn průtoků přímo na čerpadle a pro každý stav byly odečítány.

V případě měření stejného průtoku byly otáčky sjednoceny a po stejném kroku snižovány až na minimum, které čerpadlo povoluje ($Q_{\check{c}} = 5 \text{ m}^3/\text{h}$). Při měření rozdílných

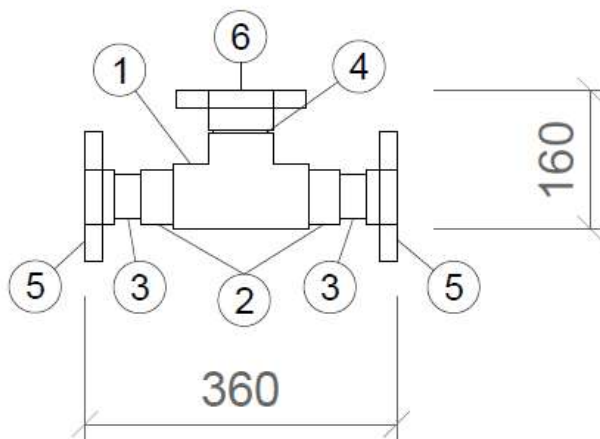
průtoků byl na jednom čerpadle ponechán maximální zvolený průtok $Q_{\check{c}}$ a na druhém následně průtok snižován až na minimum. Tento případ se může v praxi vyskytovat, pokud jsou zapojeny dvě odlišná čerpadla anebo pokud dochází u jednoho z čerpadel k rychlejšímu stárnutí.

6.1. Naměřené hodnoty

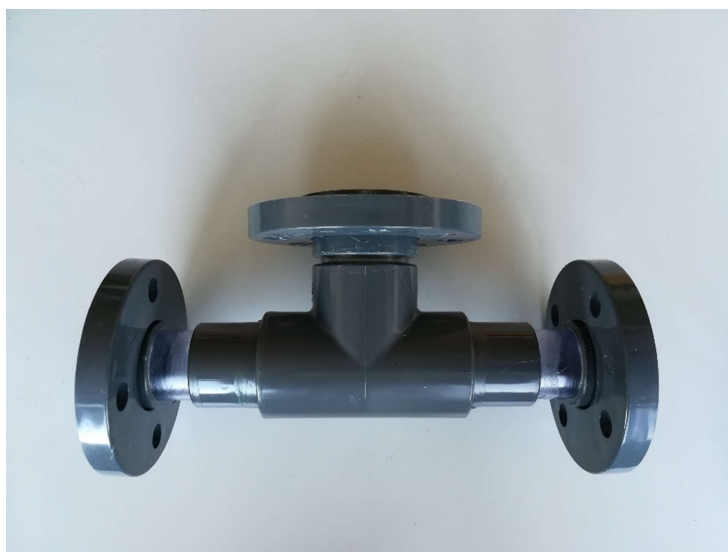
Naměřené hodnoty průtoků jsou dále v tabulkách označeny jako P_1 , P_2 a P_3 . Vlivem nepřesnosti indukčních průtokoměrů a jejich filtrováním naměřených hodnot, docházelo při měření k odchýlkám ve výsledných průtocích. Z tohoto důvodu se součet průtoků $P_1 + P_2$ nerovná P_3 . Naměřené tlaky jsou v tabulkách značeny jako T_1 , T_2 a T_3 .

6.1.1. Varianta A

Pro tuto variantu měření byla použita tvarovka (viz obrázek 6.1 a 6.2), která je složena z T-kus 90° PVC 63, dvou redukcí PVC 63/50, dvou přírubových spojů PVC 50 a jednoho přírubového spoje PVC 63. Ve tvarovce jsou zároveň kratší kusy potrubí PVC 50x2,4 mm a PVC 63x3,0 mm. K redukci profilu potrubí dochází před napojením na T-kus. Tvarovka je na model napojena pomocí přírubových spojů.



Obrázek 6.1 – Schéma varianty A; legenda: 1) T-kus 90° 63 mm, 2) redukce 63x50 mm, 3) potrubí PVC 50x2,4 mm, 4) potrubí PVC 63x3,0 mm, 5) přírubový spoj 50 mm, 6) přírubový spoj 63 mm



Obrázek 6.2 – Varianta A

měření	čerpadlo		indukční průtokoměr				tlakoměr		
	Č ₁ -n	Č ₂ -n	P ₁	P ₂	P ₃	P ₁ +P ₂	T ₁	T ₂	T ₃
	ot/min	ot/min	l/s	l/s	l/s	l/s	m v.sl.	m v.sl.	m v.sl.
1	2194	2196	5.00	5.06	9.96	10.06	1.4	1.4	0.31
2	2089	2091	4.69	4.75	9.27	9.44	1.2	1.2	0.22
3	1986	1983	4.42	4.47	8.72	8.89	1.0	1.0	0.14
4	1869	1866	4.11	4.14	8.14	8.25	0.8	0.8	0.06
5	1764	1766	3.81	3.86	7.60	7.67	0.6	0.6	0.00
6	1681	1684	3.58	3.64	7.16	7.22	0.5	0.5	-0.08
7	1597	1603	3.33	3.39	6.64	6.72	0.4	0.3	-0.13
8	1517	1518	3.11	3.14	6.15	6.25	0.2	0.2	-0.19
9	1434	1436	2.83	2.89	5.63	5.72	0.1	0.1	-0.24
10	1359	1357	2.58	2.64	5.20	5.22	0.0	0.0	-0.28

Tabulka 6.1 – Varianta A: naměřené hodnoty pro stejné průtoky

měření	čerpadlo		indukční průtokoměr				tlakoměr		
	Č ₁ -n	Č ₂ -n	P ₁	P ₂	P ₃	P ₁ +P ₂	T ₁	T ₂	T ₃
	ot/min	ot/min	l/s	l/s	l/s	l/s	m v.sl.	m v.sl.	m v.sl.
1	2199	2104	5.03	4.78	9.59	9.81	1.3	1.3	0.27
2	2189	1999	5.03	4.47	9.27	9.50	1.2	1.2	0.22
3	2178	1894	5.03	4.17	8.95	9.19	1.1	1.1	0.18
4	2172	1798	5.03	3.86	8.66	8.89	1.0	1.0	0.14
5	2166	1722	5.03	3.64	8.46	8.67	0.9	0.9	0.11
6	2156	1649	5.06	3.39	8.20	8.44	0.9	0.8	0.08
7	2149	1582	5.03	3.14	8.03	8.17	0.8	0.8	0.05
8	2144	1511	5.03	2.89	7.71	7.92	0.7	0.7	0.02
9	2141	1426	5.03	2.61	7.39	7.64	0.6	0.6	-0.02

Tabulka 6.2 – Varianta A: naměřené hodnoty pro odlišné průtoky

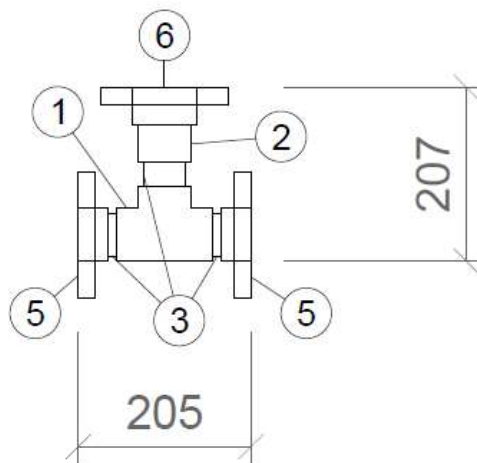
(P₁ = konst.)

měření	čerpadlo		indukční průtokoměr				tlakoměr		
	Č ₁ -n	Č ₂ -n	P ₁	P ₂	P ₃	P ₁ +P ₂	T ₁	T ₂	T ₃
	ot/min	ot/min	l/s	l/s	l/s	l/s	m v.sl.	m v.sl.	m v.sl.
1	2103	2188	4.72	5.06	8.73	9.78	1.3	1.3	0.27
2	1999	2177	4.42	5.06	9.27	9.47	1.2	1.2	0.22
3	1895	2161	4.11	5.06	8.95	9.17	1.1	1.1	0.17
4	1786	2161	3.78	5.06	8.69	8.83	1.0	1.0	0.13
5	1708	2154	3.56	5.06	8.43	8.61	0.9	0.9	0.09
6	1631	2144	3.28	5.08	8.20	8.36	0.8	0.8	0.06
7	1557	2138	3.00	5.06	7.94	8.06	0.7	0.7	0.02
8	1478	2133	2.72	5.06	7.68	7.78	0.6	0.6	0.00
9	1408	2125	2.47	5.06	7.39	7.53	0.5	0.6	-0.04
10	1281	2125	2.03	5.06	6.99	7.08	0.5	0.5	-0.10

Tabulka 6.3 – Varianta A: naměřené hodnoty pro odlišné průtoky
($P_2 = konst.$)

6.1.2. Varianta B

V této variantě je tvarovka (viz obrázek 6.3 a 6.4) sestavena z T-kusu 90° PVC 50, redukce PVC 63/50, dvou přírubových spojů PVC 50 a jednoho přírubového spoje PVC 50. Mezi jednotlivými kusy tvarovky je potrubí PVC 50x2,4 mm. V tomto případě dochází k redukci profilu potrubí až za T-kusem.



Obrázek 6.3 – Schéma varianty B; legenda: 1) T-kus 90° 50 mm, 2) redukce 63x50 mm, 3) potrubí PVC 50x2,4 mm, 5) přírubový spoj 50 mm, 6) přírubový spoj 63 mm



Obrázek 6.4 – Varianta B

měření	čerpadlo		indukční průtokoměr				tlakoměr		
	Č ₁ -n	Č ₂ -n	P ₁	P ₂	P ₃	P ₁ +P ₂	T ₁	T ₂	T ₃
	ot/min	ot/min	l/s	l/s	l/s	l/s	m v.sl.	m v.sl.	m v.sl.
1	2219	2216	5.03	5.03	9.96	10.06	1.5	1.7	0.30
2	2103	2104	4.72	4.75	9.41	9.47	1.3	1.4	0.22
3	1984	1985	4.42	4.44	8.85	8.86	1.1	1.2	0.13
4	1873	1876	4.11	4.14	8.18	8.25	0.9	1.0	0.04
5	1771	1778	3.81	3.86	7.65	7.67	0.7	0.8	-0.03
6	1685	1691	3.58	3.64	7.21	7.22	0.6	0.6	-0.08
7	1604	1613	3.33	3.39	6.68	6.72	0.4	0.5	-0.14
8	1534	1532	3.14	3.14	6.24	6.28	0.3	0.3	-0.19
9	1451	1455	2.86	3.17	5.69	6.03	0.2	0.2	-0.24
10	1373	1375	2.61	2.64	5.25	5.25	0.1	0.1	-0.28

Tabulka 6.4 – Varianta B: naměřené hodnoty pro stejné průtoky

měření	čerpadlo		indukční průtokoměr				tlakoměr		
	Č ₁ -n	Č ₂ -n	P ₁	P ₂	P ₃	P ₁ +P ₂	T ₁	T ₂	T ₃
	ot/min	ot/min	l/s	l/s	l/s	l/s	m v.sl.	m v.sl.	m v.sl.
1	2204	2117	5.03	4.75	9.73	9.78	1.4	1.5	0.25
2	2189	2202	5.03	4.47	9.44	9.50	1.3	1.4	0.21
3	2178	1919	5.03	4.17	9.20	9.19	1.2	1.3	0.17
4	2162	1816	5.00	3.83	8.82	8.83	1.1	1.2	0.12
5	2160	1729	5.03	3.56	8.59	8.58	1.0	1.1	0.09
6	2153	1665	5.00	3.36	8.32	8.36	0.9	1.0	0.06
7	2144	1593	5.00	3.08	8.12	8.08	0.8	0.9	0.03
8	2143	1528	5.03	2.86	7.88	7.89	0.8	0.9	0.00
9	2144	1444	5.00	2.56	7.53	7.56	0.7	0.8	-0.04

Tabulka 6.5 – Varianta B: naměřené hodnoty pro odlišné průtoky

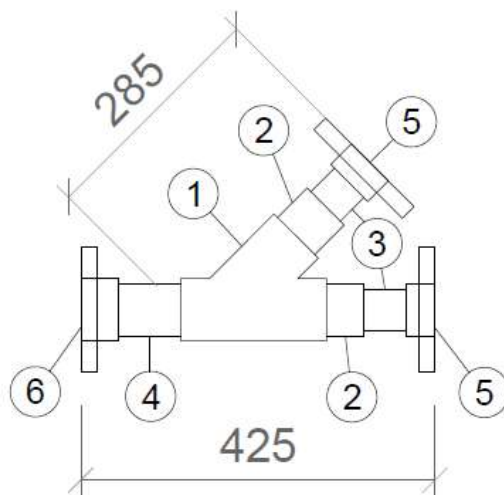
($P_1 = konst.$)

měření	čerpadlo		indukční průtokoměr				tlakoměr		
	Č ₁ -n	Č ₂ -n	P ₁	P ₂	P ₃	P ₁ +P ₂	T ₁	T ₂	T ₃
	ot/min	ot/min	l/s	l/s	l/s	l/s	m v.sl.	m v.sl.	m v.sl.
1	2107	2205	4.69	5.06	9.64	9.75	1.4	1.5	0.24
2	2002	2193	4.42	5.06	9.38	9.47	1.3	1.4	0.20
3	1896	2178	4.08	5.03	8.97	9.11	1.2	1.3	0.16
4	1786	2165	3.78	5.03	8.68	8.81	1.0	1.2	0.12
5	1711	2167	3.50	5.03	8.47	8.53	0.9	1.1	0.09
6	1626	2158	3.22	5.03	8.18	8.25	0.8	1.0	0.05
7	1563	2159	2.97	5.06	7.88	8.03	0.8	0.9	0.01
8	1489	2154	2.72	5.06	7.59	7.78	0.7	0.8	0.00
9	1409	2143	2.44	5.06	7.36	7.50	0.6	0.8	-0.04
10	1301	2133	2.03	5.06	6.95	7.08	0.5	0.6	-0.09

Tabulka 6.6 – Varianta B: naměřené hodnoty pro odlišné průtoky
($P_2 = konst.$)

6.1.3. Varianta C

Tvarovka varianty C (viz obrázek 6.5 a 6.6) je složena z T-kusu 45°, dvou redukcí 63/50, dvou přírubových spojů PVC 50 a jednoho přírubového spoje PVC 63. Tvarovka je doplněna o kratší kusy potrubí PVC 50x2,4 mm a PVC 63x3,0 mm. K redukci potrubí dochází před spojením potrubí v T-kusu.



Obrázek 6.5 – Schéma varianty C; legenda: 1) T-kus 90° 63 mm, 2) redukce 63x50 mm, 3) potrubí PVC 50x2,4 mm, 4) potrubí PVC 63x3,0 mm, 5) přírubový spoj 50 mm, 6) přírubový spoj 63 mm



Obrázek 6.6 – Varianta C

měření	čerpadlo		indukční průtokoměr				tlakoměr		
	Č ₁ -n	Č ₂ -n	P ₁	P ₂	P ₃	P ₁ +P ₂	T ₁	T ₂	T ₃
	ot/min	ot/min	l/s	l/s	l/s	l/s	m v.sl.	m v.sl.	m v.sl.
1	2155	2153	4.97	5.00	10.17	9.97	0.9	0.9	0.28
2	2042	2041	4.64	4.75	9.53	9.39	0.8	0.8	0.21
3	1938	1935	4.39	4.44	8.91	8.83	0.6	0.6	0.13
4	1821	1825	4.06	4.14	8.32	8.19	0.5	0.4	0.04
5	1727	1733	3.78	3.86	7.80	7.64	0.3	0.3	-0.03
6	1642	1650	3.56	3.64	7.33	7.19	0.2	0.2	-0.02
7	1564	1563	3.28	3.39	6.80	6.67	0.1	0.1	-0.14
8	1485	1495	3.06	3.08	6.36	6.14	0.0	0.0	-0.19

Tabulka 6.7 – Varianta C: naměřené hodnoty pro stejné průtoky

měření	čerpadlo		indukční průtokoměr				tlakoměr		
	Č ₁ -n	Č ₂ -n	P ₁	P ₂	P ₃	P ₁ +P ₂	T ₁	T ₂	T ₃
	ot/min	ot/min	l/s	l/s	l/s	l/s	m v.sl.	m v.sl.	m v.sl.
1	2143	2050	4.97	4.75	9.91	9.72	0.8	0.8	0.23
2	2142	1949	4.97	4.44	9.55	9.42	0.8	0.8	0.19
3	2131	1846	4.97	4.14	9.23	9.11	0.7	0.7	0.14
4	2128	1761	4.97	3.86	8.97	8.83	0.6	0.6	0.11
5	2127	1683	5.00	3.64	8.73	8.64	0.6	0.6	0.07
6	2123	1612	5.00	3.42	8.47	8.42	0.5	0.5	0.04
7	2114	1545	5.03	3.14	8.26	8.17	0.4	0.4	0.01
8	2110	1472	5.03	2.89	8.00	7.92	0.4	0.4	-0.03
9	2103	1410	5.03	2.64	7.74	7.67	0.3	0.3	-0.05
10	2105	1397	5.03	2.56	7.68	7.58	0.3	0.3	-0.06

Tabulka 6.8 – Varianta C: naměřené hodnoty pro odlišné průtoky

($P_1 = \text{konst.}$)

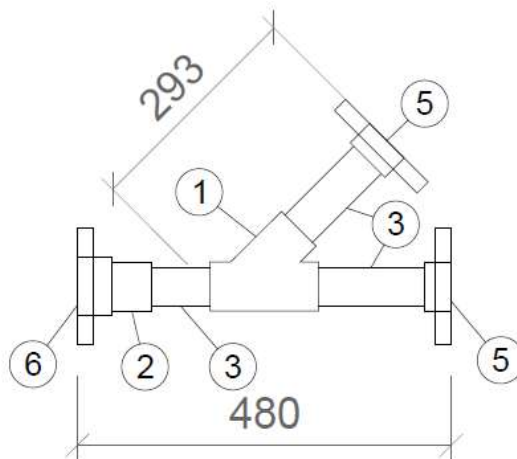
měření	čerpadlo		indukční průtokoměr				tlakoměr		
	Č ₁ -n	Č ₂ -n	P ₁	P ₂	P ₃	P ₁ +P ₂	T ₁	T ₂	T ₃
	ot/min	ot/min	l/s	l/s	l/s	l/s	m v.sl.	m v.sl.	m v.sl.
1	2056	2141	4.67	5.00	9.91	9.67	0.9	0.8	0.23
2	1953	2134	4.39	5.00	9.55	9.39	0.8	0.7	0.18
3	1840	2123	4.03	5.00	9.23	9.03	0.7	0.7	0.13
4	1748	2119	3.78	5.03	8.97	8.81	0.6	0.6	0.10
5	1665	2110	3.50	5.03	8.68	8.53	0.5	0.5	0.06
6	1587	2111	3.25	5.03	8.44	8.28	0.4	0.4	0.01
7	1511	2108	3.00	5.06	8.18	8.06	0.4	0.4	0.00
8	1434	2095	2.72	5.03	7.88	7.75	0.3	0.3	-0.05
9	1353	2094	2.42	5.06	7.59	7.47	0.3	0.2	-0.08
10	1276	2096	2.11	5.06	7.27	7.17	0.2	0.1	-0.12
11	1254	2091	2.03	5.06	7.18	7.08	0.2	0.1	-0.12

Tabulka 6.9 – Varianta C: naměřené hodnoty pro odlišné průtoky

($P_2 = konst.$)

6.1.4. Varianta D

V této variantě (viz obrázek 6.7 a 6.8) je tvarovka pospojovaná z kusů: T-kusu 45° DN 50, redukce 63/50, dvou přírubových spojů DN 50, přírubového spoje DN 63. Mezi částmi tvarovky je vloženo potrubí PVC 50x4,2 mm. Ke změně profilu potrubí dochází až za T-kusem.



Obrázek 6.7 – Schéma varianty D; legenda: 1) T-kus 90° 63 mm, 2) redukce 63x50 mm, 3) potrubí PVC 50 mm, 5) přírubový spoj 50 mm, 6) přírubový spoj 63 mm



Obrázek 6.8 – Varianta D

měření	čerpadlo		indukční průtokoměr				tlakoměr		
	Č ₁ -n	Č ₂ -n	P ₁	P ₂	P ₃	P ₁ +P ₂	T ₁	T ₂	T ₃
	ot/min	ot/min	l/s	l/s	l/s	l/s	m v.sl.	m v.sl.	m v.sl.
1	2167	2169	4.97	5.00	9.91	9.97	1.2	1.3	0.27
2	2063	2064	4.69	4.75	9.41	9.44	1.1	1.1	0.19
3	1945	1945	4.36	4.39	8.73	8.75	0.9	0.9	0.10
4	1836	1835	4.08	4.08	8.15	8.17	0.7	0.7	0.03
5	1741	1744	3.81	3.83	7.65	7.64	0.5	0.5	-0.04
6	1655	1658	3.56	3.61	7.18	7.17	0.4	0.4	-0.09
7	1578	1579	3.33	3.36	6.68	6.69	0.3	0.3	-0.15
8	1495	1494	3.06	3.08	6.15	6.14	0.1	0.1	-0.20
9	1416	1415	2.78	2.83	5.66	5.61	0.0	0.0	-0.26

Tabulka 6.10 – Varianta D: naměřené hodnoty pro stejné průtoky

měření	čerpadlo		indukční průtokoměr				tlakoměr		
	Č ₁ -n	Č ₂ -n	P ₁	P ₂	P ₃	P ₁ +P ₂	T ₁	T ₂	T ₃
	ot/min	ot/min	l/s	l/s	l/s	l/s	m v.sl.	m v.sl.	m v.sl.
1	2167	2084	5.00	4.75	9.73	9.75	1.2	1.2	0.24
2	2167	1985	5.00	4.47	9.44	9.47	1.1	1.1	0.19
3	2156	1880	4.97	4.17	9.11	9.14	1.0	1.0	0.14
4	2146	1782	4.97	3.86	8.82	8.83	0.9	0.9	0.11
5	2142	1709	4.97	3.64	8.62	8.61	0.8	0.8	0.08
6	2133	1633	4.94	3.39	8.38	8.33	0.8	0.7	0.05
7	2122	1562	4.97	3.14	8.09	8.11	0.7	0.6	0.01
8	2113	1492	4.97	2.89	7.88	7.86	0.6	0.5	-0.02
9	2107	1392	4.97	2.56	7.47	7.53	0.5	0.4	-0.06

Tabulka 6.11 – Varianta D: naměřené hodnoty pro odlišné průtoky

(P₁ = konst.)

měření	čerpadlo		indukční průtokoměr				tlakoměr		
	Č ₁ -n	Č ₂ -n	P ₁	P ₂	P ₃	P ₁ +P ₂	T ₁	T ₂	T ₃
	ot/min	ot/min	l/s	l/s	l/s	l/s	m v.sl.	m v.sl.	m v.sl.
1	2081	2175	4.67	5.03	9.73	9.69	1.2	1.2	0.24
2	1970	2160	4.36	5.06	9.38	9.42	1.0	1.1	0.19
3	1856	2154	4.03	5.06	9.06	9.08	0.9	1.0	0.14
4	1753	2146	3.69	5.06	8.79	8.75	0.8	0.9	0.10
5	1669	2140	3.47	5.06	8.53	8.53	0.7	0.8	0.07
6	1592	2137	3.19	5.08	8.26	8.28	0.6	0.7	0.03
7	1507	2127	2.89	5.06	7.94	7.94	0.5	0.6	0.00
8	1420	2123	2.61	5.06	7.71	7.67	0.4	0.6	-0.04
9	1372	2112	2.39	5.06	7.41	7.44	0.4	0.5	-0.06
10	1274	2104	2.08	5.06	7.18	7.14	0.2	0.4	-0.10

Tabulka 6.12 – Varianta D: naměřené hodnoty pro odlišné průtoky
($P_2 = konst.$)

6.2. Zpracování naměřených dat, výsledky

Data byla zpracována za účelem získání součinitele místních ztrát pro jednotlivé tvarovky. Nejprve byly naměřeny tlaky pomocí tlakoměrů. Z těchto tlaků byly spočítány celkové ztráty Z_i . Průtoky byly naměřeny pomocí indukčních průtokoměrů. Z naměřených průtoků byla vypočítána rychlost v_i . Následně byly dopočítány ztráty třením Z_{ti} . Místní ztráta Z_{mi} byla dopočítána odečtením Z_{ti} od Z_i . Výsledný součinitel místních ztrát ζ_i byl vypočítán z místní ztráty.

Při výpočtu součinitele místních ztrát ζ_i bylo využito naměřených tlaků. Tlaky naměřené před a za tvarovkou se od sebe odečetly a díky tomu byla zjištěna celková ztráta tvarovky v metrech vodního sloupce. Rychlost byla vypočítána pomocí rovnice kontinuity (3.1), kde průtočný profil vychází z vnitřního průměru potrubí a průtok byl naměřen na fyzikálním modelu. Od celkové ztráty se nejprve odečetla ztráta třením a poté byl dopočítán pomocí rychlostní výšky a Weisbachova (rovnice 3.9) součinitel místní ztráty. Rychlostní výška odpovídá vždy dané větvi tvarovky. Pro výpočet ztráty třením byl využit vzorec Darcy-Weisbach (rovnice 3.3). Třecí součinitel λ byl zjištěn ze vzorce Altšula (rovnice 3.5), pro který bylo nejdříve spočteno Reynoldsovo číslo, aby bylo ověřeno, zda lze daný vzorec použít.

Při měření došlo v některých případech na čidlech T_1 a T_2 k naměření nulového tlaku. Tyto naměřené hodnoty nebyly zahrnuty do výpočtu z důvodu rozsahu sond 0-10 barů, tedy dané snímače nejsou schopny měřit podtlaky. Jelikož nelze přesně určit, které hodnoty odpovídají opravdové nule a které by odpovídali podtlakům, jsou z výpočtu pro přesnost

vyhodnocených výsledků vynechány veškeré nulové hodnoty. Hodnoty s nulovými podtlaky jsou v tabulkách zvýrazněny červeným písmem.

6.2.1. Varianta A

V dané variantě odpovídá měřenému úseku vnitřní průměr potrubí $d_1 = 0,045$ m průtočná plocha $S_1 = 0,0016$ m² a délka $l_1 = 0,377$ m. Vnitřnímu průměru potrubí $d_2 = 0,057$ m odpovídá průtočná plocha $S_2 = 0,0026$ m² a délka $l_2 = 0,556$ m.

měření	P_1/P_2	v_1	Z_1	Z_{t1}	Z_{m1}	ζ_1	v_2	Z_2	Z_{t2}	Z_{m2}	ζ_2		
	-	m/s	m	m	m	-	m/s	m	m	m	-		
1	0.99	3.14	1.09	0.16	0.93	1.85	3.18	1.09	0.16	0.93	1.80		
2	0.99	2.95	0.98	0.14	0.84	1.89	2.99	0.98	0.15	0.83	1.84		
3	0.99	2.78	0.86	0.13	0.73	1.86	2.81	0.86	0.13	0.73	1.81		
4	0.99	2.58	0.74	0.11	0.63	1.84	2.60	0.74	0.11	0.63	1.81		
5	0.99	2.39	0.60	0.10	0.50	1.72	2.43	0.60	0.10	0.50	1.66		
6	0.98	2.25	0.58	0.09	0.49	1.90	2.29	0.58	0.09	0.49	1.83		
7	0.98	2.10	0.53	0.08	0.45	2.02	2.13	0.43	0.08	0.35	1.51		
8	0.99	1.96	0.39	0.07	0.32	1.65	1.97	0.39	0.07	0.32	1.61		
9	0.98	1.78	0.34	0.06	0.28	1.74	1.82	0.34	0.06	0.28	1.67		
10	0.98	1.62	0.28	0.05	0.23	1.72	1.66	0.28	0.05	0.23	1.63		
průměrný součinitel ζ_1						1.83	průměrný součinitel ζ_2						1.73

Tabulka 6.13 – Varianta A: výsledné hodnoty ζ pro stejné průtoky

měření	P_1/P_2	v_1	Z_1	Z_{t1}	Z_{m1}	ζ_1	v_2	Z_2	Z_{t2}	Z_{m2}	ζ_2
	-	m/s	m	m	m	-	m/s	m	m	m	-
1	1.05	3.16	1.03	0.16	0.87	1.71	3.00	1.03	0.15	0.88	1.92
2	1.12	3.16	0.98	0.16	0.82	1.61	2.81	0.98	0.13	0.85	2.11
3	1.21	3.16	0.92	0.16	0.76	1.49	2.62	0.92	0.12	0.80	2.30
4	1.30	3.16	0.86	0.16	0.70	1.37	2.43	0.86	0.10	0.76	2.53
5	1.38	3.16	0.79	0.16	0.63	1.23	2.29	0.79	0.09	0.70	2.62
6	1.49	3.18	0.82	0.16	0.66	1.28	2.13	0.72	0.08	0.64	2.77
7	1.60	3.16	0.75	0.16	0.59	1.16	1.97	0.75	0.07	0.68	3.43
8	1.74	3.16	0.68	0.16	0.52	1.02	1.82	0.68	0.06	0.62	3.69
9	1.93	3.16	0.62	0.16	0.46	0.90	1.64	0.62	0.05	0.57	4.15

Tabulka 6.14 – Varianta A: výsledné hodnoty součinitelů Z_m pro odlišné průtoky ($P_1 = \text{konst.}$)

měření	P_1/P_2	v_1	Z_1	Z_{t1}	Z_{m1}	ζ_1	v_2	Z_2	Z_{t2}	Z_{m2}	ζ_2
	-	m/s	m	m	m	-	m/s	m	m	m	-
1	0.93	2.97	1.03	0.14	0.89	1.97	3.18	1.03	0.16	0.87	1.68
2	0.87	2.78	0.98	0.13	0.85	2.17	3.18	0.98	0.16	0.82	1.59
3	0.81	2.58	0.93	0.11	0.82	2.40	3.18	0.93	0.16	0.77	1.49
4	0.75	2.38	0.87	0.10	0.77	2.69	3.18	0.87	0.16	0.71	1.37
5	0.70	2.24	0.81	0.09	0.72	2.84	3.18	0.81	0.16	0.65	1.26
6	0.64	2.06	0.74	0.08	0.66	3.07	3.20	0.74	0.16	0.58	1.11
7	0.59	1.89	0.68	0.06	0.62	3.40	3.18	0.68	0.16	0.52	1.00
8	0.54	1.71	0.60	0.05	0.55	3.66	3.18	0.60	0.16	0.44	0.85
9	0.49	1.55	0.54	0.05	0.49	4.02	3.18	0.64	0.16	0.48	0.93
10	0.40	1.27	0.60	0.03	0.57	6.86	3.18	0.60	0.16	0.44	0.85

Tabulka 6.15 – Varianta A: výsledné hodnoty součinitelů Z_m pro odlišné průtoky ($P_2 = \text{konst.}$)

Průměrný součinitel místní ztráty vyšel při stejných průtocích pro první větev tvarovky (T_1-T_3) roven 1,83 a pro druhou větev (T_2-T_3) roven 1,73. V případě variability průtoků nelze stanovit průměrný součinitel místních ztrát z důvodu závislosti tohoto součinitele na poměru průtoků jednotlivých čerpadel.

6.2.2. Varianta B

Měřený úsek pro variantu B má potrubí o vnitřním průměru $d_1 = 0,045$ m a průtočnému průřezu $S_1 = 0,016$ m² dlouhé $l_1 = 0,464$ m. Délka potrubí $l_2 = 0,444$ m odpovídá vnitřnímu průměru potrubí $d_2 = 0,057$ m a průtočnému průřezu $S_2 = 0,0026$ m².

měření	P_1/P_2	v_1	Z_1	Z_{t1}	Z_{m1}	ζ_1	v_2	Z_2	Z_{t2}	Z_{m2}	ζ_2		
	-	m/s	m	m	m	-	m/s	m	m	m	-		
1	1.00	3.16	1.20	0.16	1.04	2.04	3.16	1.40	0.16	1.24	2.43		
2	0.99	2.97	1.08	0.14	0.94	2.08	2.99	1.18	0.15	1.03	2.28		
3	0.99	2.78	0.97	0.13	0.84	2.14	2.79	1.07	0.13	0.94	2.36		
4	0.99	2.58	0.86	0.11	0.75	2.20	2.60	0.96	0.11	0.85	2.45		
5	0.99	2.39	0.73	0.10	0.63	2.17	2.43	0.83	0.10	0.73	2.43		
6	0.98	2.25	0.68	0.09	0.59	2.29	2.29	0.68	0.09	0.59	2.21		
7	0.98	2.10	0.54	0.08	0.46	2.07	2.13	0.64	0.08	0.56	2.42		
8	1.00	1.97	0.49	0.07	0.42	2.12	1.97	0.49	0.07	0.42	2.12		
9	0.90	1.80	0.44	0.06	0.38	2.31	1.99	0.44	0.07	0.37	1.83		
10	0.99	1.64	0.38	0.05	0.33	2.40	1.66	0.38	0.05	0.33	2.34		
průměrný součinitel ζ_1						2.18	průměrný součinitel ζ_2						2.29

Tabulka 6.16 – Varianta B: výsledné hodnoty ζ pro stejné průtoky

měření	P_1/P_2	v_1	Z_1	Z_{t1}	Z_{m1}	ζ_1	v_2	Z_2	Z_{t2}	Z_{m2}	ζ_2
	-	m/s	m	m	m	-	m/s	m	m	m	-
1	1.06	3.16	1.15	0.16	0.99	1.94	2.99	1.25	0.15	1.10	2.43
2	1.12	3.16	1.09	0.16	0.93	1.82	2.81	1.19	0.13	1.06	2.63
3	1.21	3.16	1.03	0.16	0.87	1.71	2.62	1.13	0.12	1.01	2.90
4	1.30	3.14	0.98	0.16	0.82	1.63	2.41	1.08	0.10	0.98	3.31
5	1.41	3.16	0.91	0.16	0.75	1.47	2.24	1.01	0.09	0.92	3.62
6	1.49	3.14	0.84	0.16	0.68	1.35	2.11	0.94	0.08	0.86	3.79
7	1.62	3.14	0.77	0.16	0.61	1.21	1.94	0.87	0.07	0.80	4.19
8	1.76	3.16	0.80	0.16	0.64	1.25	1.80	0.90	0.06	0.84	5.10
9	1.96	3.14	0.74	0.16	0.58	1.15	1.61	0.84	0.05	0.79	6.02

Tabulka 6.17 – Varianta B: výsledné hodnoty součinitelů Z_m pro odlišné průtoky ($P_1 = \text{konst.}$)

měření	P_1/P_2	v_1	Z_1	Z_{t1}	Z_{m1}	ζ_1	v_2	Z_2	Z_{t2}	Z_{m2}	ζ_2
	-	m/s	m	m	m	-	m/s	m	m	m	-
1	0.93	2.95	1.16	0.14	1.02	2.29	3.18	1.26	0.16	1.10	2.13
2	0.87	2.78	1.10	0.13	0.97	2.47	3.18	1.20	0.16	1.04	2.01
3	0.81	2.57	1.04	0.11	0.93	2.77	3.16	1.14	0.16	0.98	1.92
4	0.75	2.38	0.88	0.10	0.78	2.72	3.16	1.08	0.16	0.92	1.80
5	0.70	2.20	0.81	0.08	0.73	2.94	3.16	1.01	0.16	0.85	1.67
6	0.64	2.03	0.75	0.07	0.68	3.24	3.16	0.95	0.16	0.79	1.55
7	0.59	1.87	0.79	0.06	0.73	4.08	3.18	0.89	0.16	0.73	1.41
8	0.54	1.71	0.70	0.05	0.65	4.33	3.18	0.80	0.16	0.64	1.24
9	0.48	1.54	0.64	0.04	0.60	4.95	3.18	0.84	0.16	0.68	1.32
10	0.40	1.27	0.59	0.03	0.56	6.74	3.18	0.69	0.16	0.53	1.02

Tabulka 6.18 – Varianta B: výsledné hodnoty součinitelů Z_m pro odlišné průtoky ($P_2 = \text{konst.}$)

Průměrný součinitel místních ztrát vyšel v případě varianty B pro první větev tvarovky (T_1-T_3) roven 2,18 a pro druhou větev tvarovky (T_2-T_3) roven 2,29. V případě variability průtoků nelze stanovit průměrný součinitel místních ztrát z důvodu závislosti tohoto součinitele na poměru průtoků jednotlivých čerpadel.

6.2.3. Varianta C

V úseku mezi tlakoměry T_1/T_2 a T_3 je potrubí vnitřního průměru $d_1 = 0,045$ m průtočného průřezu $S_1 = 0,0016$ m² rovno délce $l_1 = 0,355$ m a potrubí vnitřního průměru $d_2 = 0,057$ m a průtočného průřezu $S_2 = 0,0025$ m² rovno 0,700 m.

měření	P_1/P_2	v_1	Z_1	Z_{t1}	Z_{m1}	ζ_1	v_2	Z_2	Z_{t2}	Z_{m2}	ζ_2		
	-	m/s	m	m	m	-	m/s	m	m	m	-		
1	0.99	3.13	0.62	0.18	0.44	0.89	3.14	0.62	0.18	0.44	0.88		
2	0.98	2.92	0.59	0.16	0.43	1.00	2.99	0.59	0.16	0.43	0.94		
3	0.99	2.76	0.47	0.14	0.33	0.85	2.79	0.47	0.14	0.33	0.82		
4	0.98	2.55	0.46	0.12	0.34	1.02	2.60	0.36	0.13	0.23	0.68		
5	0.98	2.38	0.33	0.11	0.22	0.77	2.43	0.33	0.11	0.22	0.73		
6	0.98	2.24	0.22	0.10	0.12	0.48	2.29	0.22	0.10	0.12	0.45		
7	0.97	2.06	0.24	0.08	0.16	0.72	2.13	0.24	0.09	0.15	0.65		
8	0.99	1.92	0.19	0.07	0.12	0.62	1.94	0.19	0.07	0.12	0.60		
průměrný součinitel ζ_1						0.82	průměrný součinitel ζ_2						0.73

Tabulka 6.19 – Varianta C: výsledné hodnoty ζ pro stejné průtoky

měření	P_1/P_2	v_1	Z_1	Z_{t1}	Z_{m1}	ζ_1	v_2	Z_2	Z_{t2}	Z_{m2}	ζ_2
	-	m/s	m	m	m	-	m/s	m	m	m	-
1	1.05	3.13	0.57	0.18	0.39	0.79	2.99	0.57	0.16	0.41	0.90
2	1.12	3.13	0.61	0.18	0.43	0.87	2.79	0.61	0.14	0.47	1.17
3	1.20	3.13	0.56	0.18	0.38	0.77	2.60	0.56	0.13	0.43	1.26
4	1.29	3.13	0.49	0.18	0.31	0.63	2.43	0.49	0.11	0.38	1.26
5	1.37	3.14	0.53	0.18	0.35	0.70	2.29	0.53	0.10	0.43	1.61
6	1.46	3.14	0.46	0.18	0.28	0.56	2.15	0.46	0.09	0.37	1.57
7	1.60	3.16	0.39	0.18	0.21	0.41	1.97	0.39	0.08	0.31	1.57
8	1.74	3.16	0.43	0.18	0.25	0.49	1.82	0.43	0.07	0.36	2.16
9	1.91	3.16	0.35	0.18	0.17	0.34	1.66	0.35	0.06	0.29	2.09
10	1.97	3.16	0.36	0.18	0.18	0.35	1.61	0.36	0.05	0.31	2.33

Tabulka 6.20 – Varianta C: výsledné hodnoty součinitelů Z_m pro odlišné průtoky ($P_1 = \text{konst.}$)

měření	P_1/P_2	v_1	Z_1	Z_{t1}	Z_{m1}	ζ_1	v_2	Z_2	Z_{t2}	Z_{m2}	ζ_2
	-	m/s	m	m	m	-	m/s	m	m	m	-
1	0.93	2.93	0.67	0.16	0.51	1.17	3.14	0.57	0.18	0.39	0.78
2	0.88	2.76	0.62	0.14	0.48	1.24	3.14	0.52	0.18	0.34	0.68
3	0.81	2.53	0.57	0.12	0.45	1.37	3.14	0.57	0.18	0.39	0.78
4	0.75	2.38	0.50	0.11	0.39	1.36	3.16	0.50	0.18	0.32	0.63
5	0.70	2.20	0.44	0.09	0.35	1.40	3.16	0.44	0.18	0.26	0.51
6	0.65	2.04	0.39	0.08	0.30	1.43	3.16	0.39	0.18	0.21	0.41
7	0.59	1.89	0.40	0.07	0.33	1.81	3.18	0.40	0.18	0.22	0.42
8	0.54	1.71	0.35	0.06	0.29	1.94	3.16	0.35	0.18	0.17	0.34
9	0.48	1.52	0.38	0.05	0.33	2.82	3.18	0.28	0.18	0.10	0.19
10	0.42	1.33	0.32	0.04	0.28	3.14	3.18	0.22	0.18	0.04	0.08
11	0.40	1.27	0.32	0.04	0.28	3.43	3.18	0.22	0.18	0.04	0.08

Tabulka 6.21 – Varianta C: výsledné hodnoty součinitelů Z_m pro odlišné průtoky ($P_2 = \text{konst.}$)

Naměřený průměrný součinitel místních ztrát vyšel ve variantě C pro první úsek měření (T_1-T_3) roven 0,82 a pro druhý úsek měření (T_2-T_3) roven 0,73. V případě variability průtoků nelze stanovit průměrný součinitel místních ztrát z důvodu závislosti tohoto součinitele na poměru průtoků jednotlivých čerpadel.

6.2.4. Varianta D

Ve variantě D odpovídá délce $l_1 = 0,660$ m vnitřní průměr potrubí $d_1 = 0,045$ m s průtočnou plochou $S_1 = 0,0016$ m² a délce $l_2 = 0,450$ m vnitřní průměr potrubí $d_2 = 0,057$ m, kterému náleží průtočná plocha $S_2 = 0,0026$ m².

měření	P_1/P_2	v_1	Z_1	Z_{t1}	Z_{m1}	ζ_1	v_2	Z_2	Z_{t2}	Z_{m2}	ζ_2
	-	m/s	m	m	m	-	m/s	m	m	m	-
1	0.99	3.13	0.93	0.20	0.73	1.47	3.14	1.03	0.20	0.83	1.65
2	0.99	2.95	0.91	0.18	0.73	1.65	2.99	0.91	0.18	0.73	1.60
3	0.99	2.74	0.80	0.16	0.64	1.68	2.76	0.80	0.16	0.64	1.66
4	1.00	2.57	0.67	0.14	0.53	1.58	2.57	0.67	0.14	0.53	1.58
5	0.99	2.39	0.54	0.12	0.42	1.43	2.41	0.54	0.12	0.42	1.41
6	0.98	2.24	0.49	0.11	0.38	1.50	2.27	0.49	0.11	0.38	1.44
7	0.99	2.10	0.45	0.10	0.35	1.58	2.11	0.45	0.10	0.35	1.55
8	0.99	1.92	0.30	0.08	0.22	1.16	1.94	0.30	0.08	0.22	1.13
9	0.98	1.75	0.26	0.07	0.19	1.22	1.78	0.26	0.07	0.19	1.16
průměrný součinitel ζ_1						1.51	průměrný součinitel ζ_2				1.50

Tabulka 6.22 – Varianta D: výsledné hodnoty ζ pro stejné průtoky

měření	P_1/P_2	v_1	Z_1	Z_{t1}	Z_{m1}	ζ_1	v_2	Z_2	Z_{t2}	Z_{m2}	ζ_2
	-	m/s	m	m	m	-	m/s	m	m	m	-
1	1.05	3.14	0.96	0.20	0.76	1.51	2.99	0.96	0.18	0.78	1.71
2	1.12	3.14	0.91	0.20	0.71	1.41	2.81	0.91	0.16	0.75	1.85
3	1.19	3.13	0.86	0.20	0.66	1.33	2.62	0.86	0.14	0.72	2.05
4	1.29	3.13	0.79	0.20	0.59	1.19	2.43	0.79	0.13	0.66	2.21
5	1.37	3.13	0.72	0.20	0.52	1.05	2.29	0.72	0.11	0.61	2.28
6	1.46	3.11	0.75	0.19	0.56	1.13	2.13	0.65	0.10	0.55	2.38
7	1.58	3.13	0.69	0.20	0.49	0.99	1.97	0.59	0.09	0.50	2.54
8	1.72	3.13	0.62	0.20	0.42	0.85	1.82	0.52	0.07	0.45	2.65
9	1.95	3.13	0.56	0.20	0.36	0.73	1.61	0.46	0.06	0.40	3.04

Tabulka 6.23 – Varianta D: výsledné hodnoty součinitelů Z_m pro odlišné průtoky ($P_1 = \text{konst.}$)

měření	P_1/P_2	v_1	Z_1	Z_{t1}	Z_{m1}	ζ_1	v_2	Z_2	Z_{t2}	Z_{m2}	ζ_2
	-	m/s	m	m	m	-	m/s	m	m	m	-
1	0.93	2.93	0.96	0.18	0.78	1.79	3.16	0.96	0.20	0.76	1.49
2	0.86	2.74	0.81	0.16	0.65	1.71	3.18	0.91	0.20	0.71	1.37
3	0.80	2.53	0.76	0.13	0.63	1.91	3.18	0.86	0.20	0.66	1.28
4	0.73	2.32	0.70	0.12	0.58	2.12	3.18	0.80	0.20	0.60	1.16
5	0.69	2.18	0.63	0.10	0.53	2.17	3.18	0.73	0.20	0.53	1.02
6	0.63	2.01	0.57	0.09	0.48	2.34	3.20	0.67	0.20	0.47	0.89
7	0.57	1.82	0.50	0.07	0.43	2.53	3.18	0.60	0.20	0.40	0.77
8	0.52	1.64	0.44	0.06	0.38	2.75	3.18	0.64	0.20	0.44	0.85
9	0.47	1.50	0.46	0.05	0.41	3.54	3.18	0.56	0.20	0.36	0.69
10	0.41	1.31	0.30	0.04	0.26	2.95	3.18	0.50	0.20	0.30	0.58

Tabulka 6.24 – Varianta D: výsledné hodnoty součinitelů Z_m pro odlišné průtoky ($P_2 = \text{konst.}$)

Pro danou variantu vyšel průměrný součinitel místní ztráty v první větvi (T_1-T_3) roven 1,51 a ve větvi druhé (T_2-T_3) roven 1,50. V případě variability průtoků nelze stanovit průměrný součinitel místních ztrát z důvodu závislosti tohoto součinitele na poměru průtoků jednotlivých čerpadel.

6.3. Shrnutí výsledků a diskuze

6.3.1. Průměrný součinitel ζ pro stejné průtoky P_1 a P_2

Z naměřených hodnot každé varianty tvarovky byly pro jednotlivé větve vypočítány součinitelé místních ztrát. Tyto součinitele byly pro jednotlivé tvarovky zprůměrovány. Porovnání výsledných hodnot viz následující tabulka 6.25.

Varianta	ζ_1	ζ_2	ζ
A	1.83	1.73	1.78
B	2.18	2.29	2.23
C	0.82	0.73	0.78
D	1.51	1.50	1.50

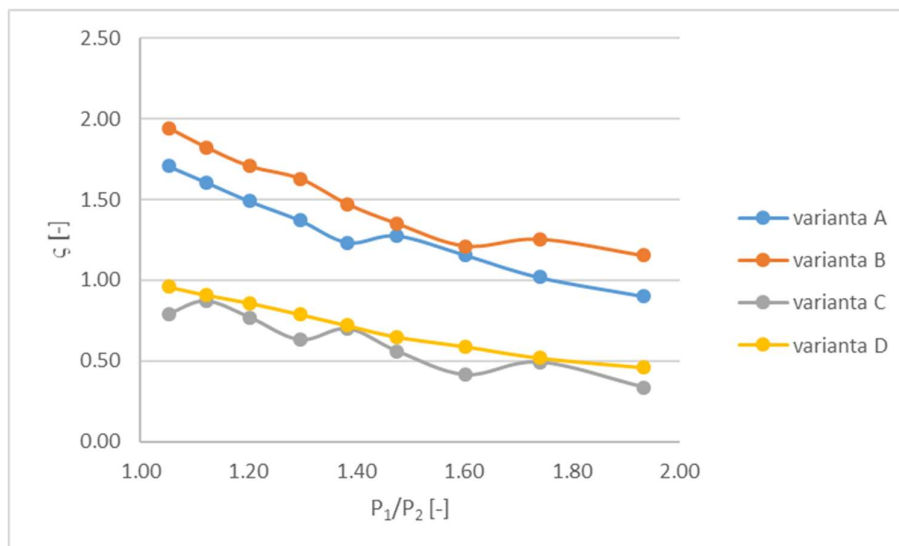
Tabulka 6.25 – Výsledné součinitele místních ztrát jednotlivých variant

Z tabulky je patrné, že největší místní ztráta vzniká na variantě B, tedy dojde-li k redukci na větší profil potrubí až za T-kusem 90°. Nejnižší místní ztráta naopak vzniká, pokud k redukci dojde ještě před T-kusem 45°, což odpovídá variantě C.

6.3.2. Součinitel ζ pro variabilní průtoky P_1 a P_2

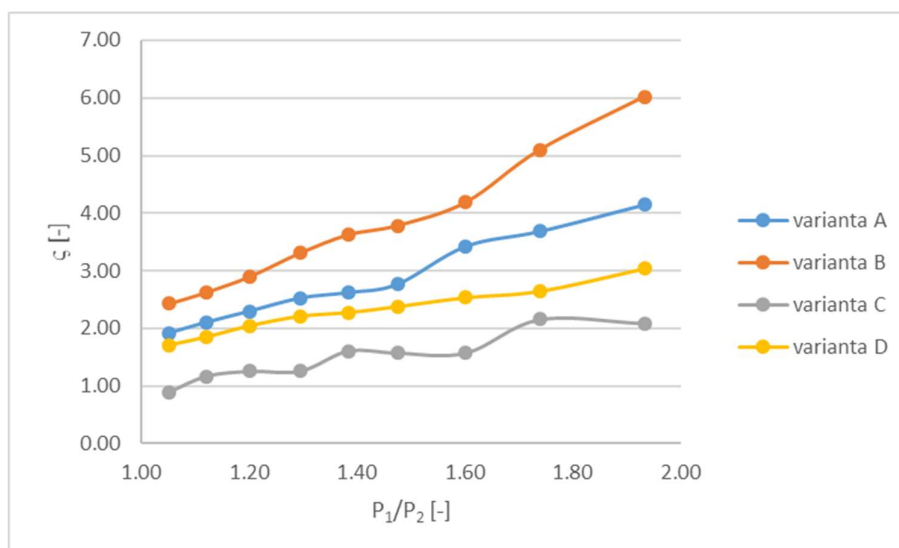
V případě variabilních průtoků nebyly výsledky průměrovány z důvodu závislosti součinitele na poměru průtoků.

Graf (6.1) ukazuje součinitele místních ztrát pro první větve tvarovky (úsek měření $T_1 - T_3$), pokud je na čerpadle 1 konstantní průtok a na čerpadle 2 průtok snižován. Z grafu je patrné, že klesajícím průtokem na druhé větvi modelu se součinitel místních ztrát na první větvi snižuje. Ke snižování součinitele dochází vlivem klesajícího průtoku v druhé větvi. Díky tomu dochází k menšímu odporu ve spojení pro proud v první větvi. Součinitel místních ztrát se pohybuje pro variantu A od 0,90 do 1,71, pro variantu B od 1,15 do 1,94, pro variantu C od 0,34 do 0,79 a pro variantu D od 0,46 do 0,96.



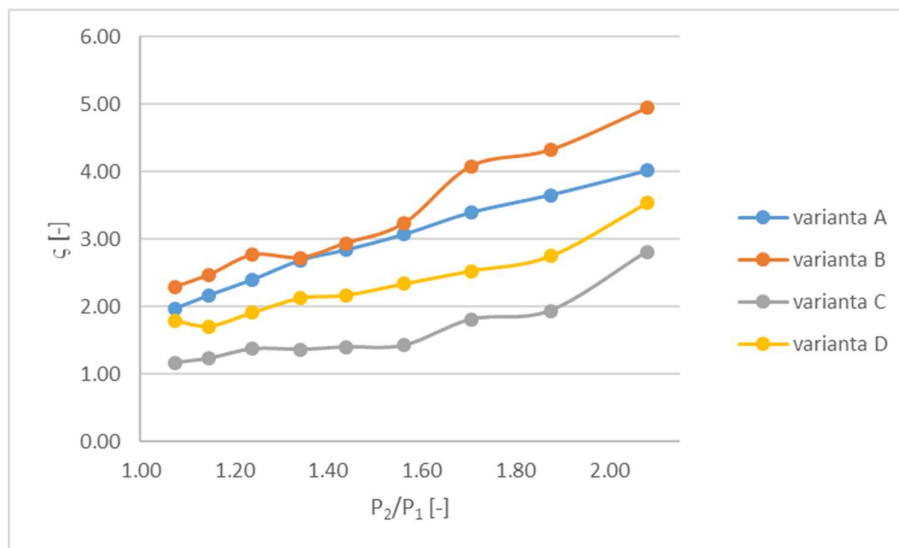
Graf 6.1 – Součinitel místních ztrát na první větvi tvarovky při konstantní hodnotě \check{C}_1

Graf (6.2) vykresluje součinitele místních ztrát pro druhou větev (úsek měření $T_2 - T_3$) při konstantním průtoku na čerpadle 1 a snižování průtoku na čerpadle 2. V tomto případě dochází k navyšování součinitele. Součinitel místních ztrát narůstá vlivem snižování průtoku a tím pádem i rychlosti. Součinitel místních ztrát se pohybuje pro variantu A od 1,92 do 4,15, pro variantu B od 2,43 do 6,02, pro variantu C od 0,90 do 2,09 a pro variantu D od 1,71 do 3,04.



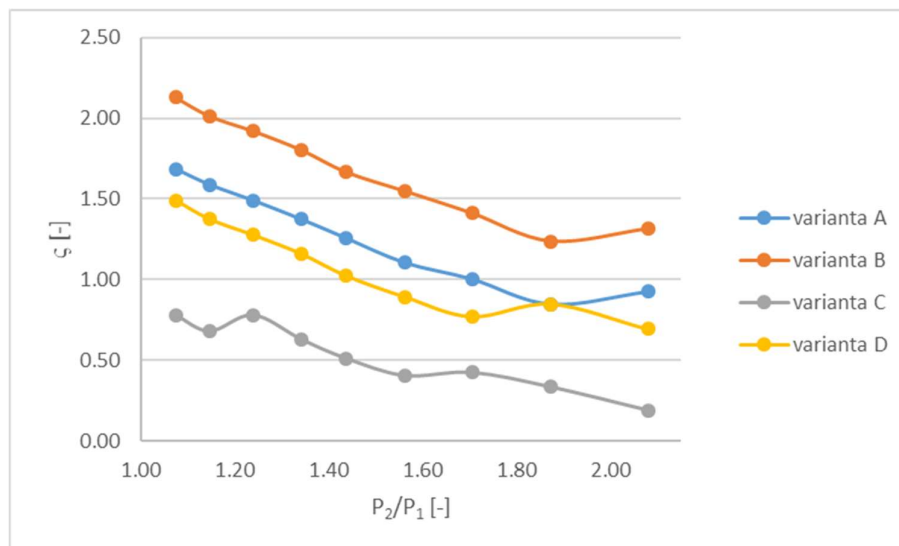
Graf 6.2 – Součinitel místních ztrát na druhé větvi tvarovky při konstantní hodnotě \check{C}_1

Pokud byl konstantní průtok na čerpadle 2 a na čerpadle 1 byl průtok snižován, dochází v případě první větve tvarovky (úsek $T_1 - T_3$) ke zvyšování hodnoty součinitele místních ztrát podobně jako u předchozí varianty (graf 6.2). Z grafu (6.3) je patrné, že hodnoty součinitele místních ztrát odpovídají řádově variantě, kdy byl konstantní průtok na prvním čerpadle a měřila se druhá větev tvarovky. Součinitel místních ztrát se pohybuje pro variantu A od 1,97 do 4,02, pro variantu B od 2,29 do 4,95, pro variantu C od 1,17 do 2,82 a pro variantu D od 1,79 do 2,95.



Graf 6.3 – Součinitel místních ztrát na první větvi tvarovky při konstantní hodnotě \check{C}_2

V případě měření druhé větve tvarovky (úsek $T_2 - T_3$), pokud je konstantní průtok na čerpadle 2, dochází ke snižování součinitele místních ztrát. Ke stejnému jevu dochází v prvním případě, tedy je-li konstantní průtok na čerpadle 1 a měří se první větev tvarovky. Součinitel místních ztrát se pohybuje pro variantu A od 0,93 do 1,68, pro variantu B od 1,32 do 2,13, pro variantu C od 0,19 do 0,78 a pro variantu D od 0,69 do 1,49.



Graf 6.4 – Součinitel místních ztrát na druhé větvi tvarovky při konstantní hodnotě \check{C}_2

Ve všech čtyřech případech vychází největší součinitel místních ztrát pro variantu B, naopak nejnižší součinitel se vyskytuje u varianty C. Stejné výsledky vychází i pro měření se stejnými průtoky.

6.3.3. Návratnost jednotlivých variant

Pro lepší znázornění výsledků byl sestaven příklad s vyčíslením investičních nákladů, provozních nákladů a návratnosti jednotlivých tvarovek.

V příkladě bylo uvažováno se stejným průměrem potrubí jako na fyzikálním modelu (PVC 63x3,0 mm a PVC 50x2,4 mm). Rychlost byla uvažovaná $v = 1,5$ m/s. Ve výpočtu byly zanedbány ztráty třením, z důvodu vyčíslení provozních nákladů pouze pro součinitele místních ztrát jednotlivých tvarovek.

Pro výpočet místní ztráty Z_m byla použita Weisbachova rovnice (3.9). Příkon P se vypočítal pomocí rovnice (3.12), kde hustota vody odpovídá $\rho = 1000$ kg/m³, tíhové zrychlení $g = 9,81$ m/s² a dopravní výška $H = Z_m$. Průtok Q se vypočítal pomocí rovnice kontinuity (3.1). Ve výpočtu se uvažuje s provozní dobou 20 hodin denně a cenou za 1 kWh 1,949 Kč. Výsledné roční provozní náklady RPN (viz tabulka 6.26) odpovídají pouze navýšení výkonu čerpadla vlivem místní ztráty tvarovky. Jedná se tedy o provozní náklady přímo způsobené danými tvarovkami.

Varianta	A	B	C	D
ζ [-]	1.78	2.23	0.78	1.50
Z_m [m]	0.20	0.26	0.09	0.17
P [W]	9.36	11.76	4.09	7.91
P [Wh/den]	187.2	235.1	81.8	158.3
P [kWh/rok]	68.3	85.8	29.9	57.8
RPN [Kč]	133.2	167.2	58.2	112.6

Tabulka 6.26 – Roční provozní náklady pro jednotlivé varianty tvarovek

Z tabulky je patrné, že nejnižší roční provozní náklady má tvarovka varianty C. Naopak nejvyšší náklady na roční provoz má tvarovka varianty B. Rozdíl mezi těmito dvěma variantami je roven 109 Kč/rok.

Pro zjištění investičních nákladů IN (tabulka 6.27) byly použity ceny z internetové stránky společnosti Vágner Pool: <https://www.vagnerpool.com>. Celkové investiční náklady odpovídají součtu nákladů pro jednotlivé tvarovky.

Varianta	A	B	C	D
T-kus [Kč]	69	46	178	121
Redukce [Kč]	100	50	100	50
Příruba [Kč]	315	315	315	315
Manžeta [Kč]	119	119	119	119
Těsnění [Kč]	668	668	668	668
IN [Kč]	1271	1198	1380	1273

Tabulka 6.27 – Investiční náklady jednotlivých variant tvarovek

Nejmenší investiční náklady má varianta B. Nejvyšší investiční náklady jsou u varianty C. Rozdíl investičních nákladů mezi nejhorší a nejlepší variantou činí 182 Kč.

Výsledná návratnost jednotlivých tvarovek byla vztažena k nejhorší možné variantě ročních provozních nákladů, tedy k variantě B. V tabulce 6.28 jsou pro přehlednost znovu uvedeny investiční náklady a jejich srovnání s nejhorší variantou RPN . Roční úspora $RÚ$ byla vypočítána odečtením ročních provozních nákladů od nejhorší varianty B (v tabulce jsou pro přehlednost znovu uvedeny RPN). Výsledná návratnost N je poměr mezi rozdílem investičních nákladů a roční úsporou.

Varianta	A	B	C	D
IN [Kč]	1271	1198	1380	1273
rozdíl IN [Kč]	73	-	182	75
RPN [Kč]	133.2	167.2	58.2	112.6
$RÚ$ [Kč]	34.1	-	109.1	54.6
N [rok]	2.1	-	1.7	1.4

Tabulka 6.28 – Návratnost jednotlivých variant tvarovek vztažena k nejhorší variantě B

Z tabulky 6.28 je patrné, že nejrychlejší návratnost investice má varianta D. Při této variantě dojde k návratu investice za 1,4 roku. Z tabulky dále vyplývá, že investice do instalace tvarovky ve variantě C, která má nejnižší koeficient místní ztráty, se vyplatí při uvažovaném provozu delším než 1,7 roku, což je prakticky ve všech případech.

Hodnoty uvedené ve výpočtu jsou ovlivněny velikostí průměru potrubí. Pokud bychom průměr potrubí zvětšili, narostou nám nejen investiční náklady ale také náklady provozní. Například pokud bychom srovnávali provozní náklady pro potrubí PVC 315x12 mm odpovídá rozdíl mezi nejhorší (B) a nejlepší (C) variantou 2 726 Kč za rok. Bohužel zde nelze srovnat nejlepší a nejhorší variantu pro investiční náklady, jelikož se nevyrábí tvarovka PVC T-kus 45° ve větší velikosti než 63 mm.

7. Závěr

Tématem diplomové práce bylo experimentální hodnocení výtlačných systémů čerpadel. Práce se podrobněji zaměřuje na problematiku spojení dvou výtlačných potrubí paralelně zapojených čerpadel z pohledu místních ztrát energie. Práce je rozdělena na dvě hlavní části – teoretickou a praktickou.

V teoretické části je zpracována literární rešerše dané problematiky. V této rešerši je popsán výtlačný systém, jeho prvky – potrubí a čerpadlo. Dále je zde popsána hydraulika výtlačných systémů, která se podrobněji zaměřuje na místní ztráty energie v potrubí. Poslední část rešerše je věnována experimentálnímu hodnocení se zaměřením na modelování trubních systémů a měření hydraulických veličin.

V praktické části práce je řešena problematika spojení dvou výtlačných potrubí paralelně zapojených čerpadel. Konkrétně jsou pomocí fyzikálního modelu hodnoceny tlakové ztráty, které vznikají při spojení dvou potrubí o stejném vnitřním profilu, kdy tyto potrubí přecházejí do jednoho většího profilu potrubí. Pro měření byly sestaveny a použity čtyři druhy tvarovek, které jsou složeny z dostupných komponentů na trhu. Typově jde o spojení potrubí pomocí T-kusu 90° nebo T-kusu 45° s redukcí na větší profil buďto před anebo za příslušným T-kusem. V praktické části je popsáno složení fyzikálního modelu, použitá měřicí technika a postup jednotlivých měření.

Každá tvarovka byla proměřována jednak pro stejné průtoky v obou větvích, které se postupně po stejných krocích snižovaly. Dále byla každá tvarovka měřena pro variabilní průtoky, kdy jedno z čerpadel čerpalo konstantní průtok a u druhého se průtok postupně snižoval. Na každé tvarovce bylo proměřeno cca 29 stavů, celkově tak bylo provedeno 115 měření. Z naměřených tlakových ztrát pak byly po odečtení teoretických ztrát třením vypočítány ztráty místní a z nich součinitele místních ztrát pro každou větev jednotlivých tvarovek, celkově se tedy jedná o 230 hodnot. U stejných průtoků v obou větvích jednotlivých tvarovek byly součinitele místních ztrát zprůměrovány a následně porovnány. Z výsledných hodnot je patrné, že nejmenší součinitel místních ztrát má tvarovka, u které k redukcí na větší profil potrubí dochází ještě před napojením na T-kus 45° - varianta C ($\zeta = 0,78$). Naopak nejméně vhodná z pohledu součinitele místní ztrát je tvarovka s T-kusem 90° a redukcí na větší profil potrubí až za touto tvarovkou – varianta B ($\zeta = 2,23$). Obecně tedy lze říci, že je vhodnější T-kus 45° než T-kus 90° a je vhodnější potrubí redukovat ještě před spojením do T-kusu. V případě variabilních průtoků v jednotlivých větvích tvarovek nelze výsledné součinitele místních ztrát průměrovat. Celkový závěr je však obdobný jako u stejných průtoků. Nejmenší

součinitel místních ztrát má tvarovka ve variantě C ($\zeta = 0,19$) a největší součinitel má tvarovka ve variantě B ($\zeta = 6,02$). Kromě samotného porovnání jednotlivých tvarovek, jsou součinitele místních ztrát důležité především pro podrobný výpočet hydrauliky potrubí výtlačných systémů a následně pro optimální návrh čerpacích jednotek.

Na závěr byly zpracovány investiční náklady, roční provozní náklady a návratnost jednotlivých tvarovek pro měření se stejnými průtoky. Teoretický příklad vycházel z průměrů potrubí, které jsou použity na fyzikálním modelu. Nejnižší investiční náklady jsou pro tvarovku varianty B a nejvyšší pro variantu C. V případě ročních provozních nákladů dopadla nejhůře varianta B a nejlépe varianta C. Co se týče návratnosti investice, tak nejlépe dopadla varianta D s návratností 1,4 roku a druhá byla varianta C s návratností 1,7 roku.

Z celkového vyhodnocení všech posuzovaných variant jako nejlepší vychází varianta C, která má nejnižší místní ztráty a v důsledku toho nejméně navyšuje provozní náklady výtlačného systému. Návratnost investice na instalaci této varianty oproti nejlevnější variantě je do dvou let provozu. Bohužel v této variantě tvarovky je použit T-kus 45°, který se vyrábí v PVC pouze do průměru 63 mm.

Správný návrh technického řešení výtlačného systému by měl vždy vycházet z optimalizace investičních a provozních nákladů. Návrh by tedy vždy měl zohlednit celkovou předpokládanou dobu provozu a životnost systému. Při návrhu výtlačného systému je nutné nejprve navrhnout potrubí systému s ohledem na energetické ztráty, které budou vznikat při proudění kapaliny potrubím, a teprve pak navrhnout optimální čerpadlo (případně čerpadla). Výsledky diplomové práce ukazují, že pro optimální návrh potrubí je vhodné věnovat pozornost mj. také způsobu spojení výtlačných potrubí paralelně zapojených čerpadel. Vyhodnocené součinitele místních ztrát v této diplomové práci jsou tak důležitým podkladem pro podrobný výpočet potrubí výtlačného systému a následně pro návrh čerpadel s co největší možnou účinností.

8. Seznam použité literatury a podkladů

Normy

- [1] ČSN 713 0010: *Potrubi a armatury. Jmenovité tlaky a pracovní přetlaky*. Praha: Vydavatelství norem, 1990.
- [2] ČSN 75 5301: *Vodárenské čerpací stanice*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [3] ČSN EN ISO 14414: *Energetické hodnocení systému čerpadla*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.

Vysokoškolská skripta a knižní publikace

- [4] BEDNÁŘ, Josef. *Čerpadla: (vodárenství a kanalizace)*. Blansko: Marcela Bednářová, 2015. ISBN 978-80-905437-2-0.
- [5] BRADA, Karel a Petr HLAVÍNEK. *Čerpadla ve vodním hospodářství*. Brno: NOEL 2000, 2004. ISBN 80-86020-43-6.
- [6] ČÁBELKA, Jaroslav a GABRIEL, Pavel. *Matematické a fyzikální modelování v hydrotechnice*. Praha: Československá akademie věd, 1987.
- [7] CHEJNOVSKÝ, Pavel. *Vodárenství – vodovodní sítě. Osoba oprávněná k provozování vodovodů a kanalizací*. Líbeznice: Pro Vyšší odbornou školu stavební a Střední školu stavební Vysoké Mýto vydalo vydavatelství Medim, 2007. Učební text (Vyšší odborná škola stavební a Střední škola stavební Vysoké Mýto). ISBN 978-80-87140-04-8.
- [8] KOLÁŘ, Václav, Cyril PATOČKA a Jiří BÉM. *Hydraulika*. Praha: SNTL, 1983.
- [9] MELICHAR, Jan. *Úvod do čerpací techniky*. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80-01-05056-9.
- [10] MELICHAR, Jan a BLÁHA, Jaroslav. *Problematika soudobé čerpací techniky: vybrané partie*. Praha: Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03719-5.
- [11] NOSKIEVIČ, Jaromír. *Kavitace v hydraulických strojích a zařízeních*. Praha: NTL – Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-03-00206-0.

- [12] NOSKIEVIČ, Jaromír a kolektiv. *Mechanika tekutin*. Praha SNTL, 1987.
- [13] PACIGA, Alexander, STRÝČEK, Oldrich a GANČO, Martin. *Čerpací technika*. Praha: SNTL, 1984.
- [14] ŠŤASTNÝ, Bohumil. *Stavba a provoz bazénů*. Praha: ABF-ARCH, 2003. ISBN 80-86165-56-6.
- [15] TESARÍK, Igor a kolektiv. *Vodárenství*. Praha: SNTL, 1987.

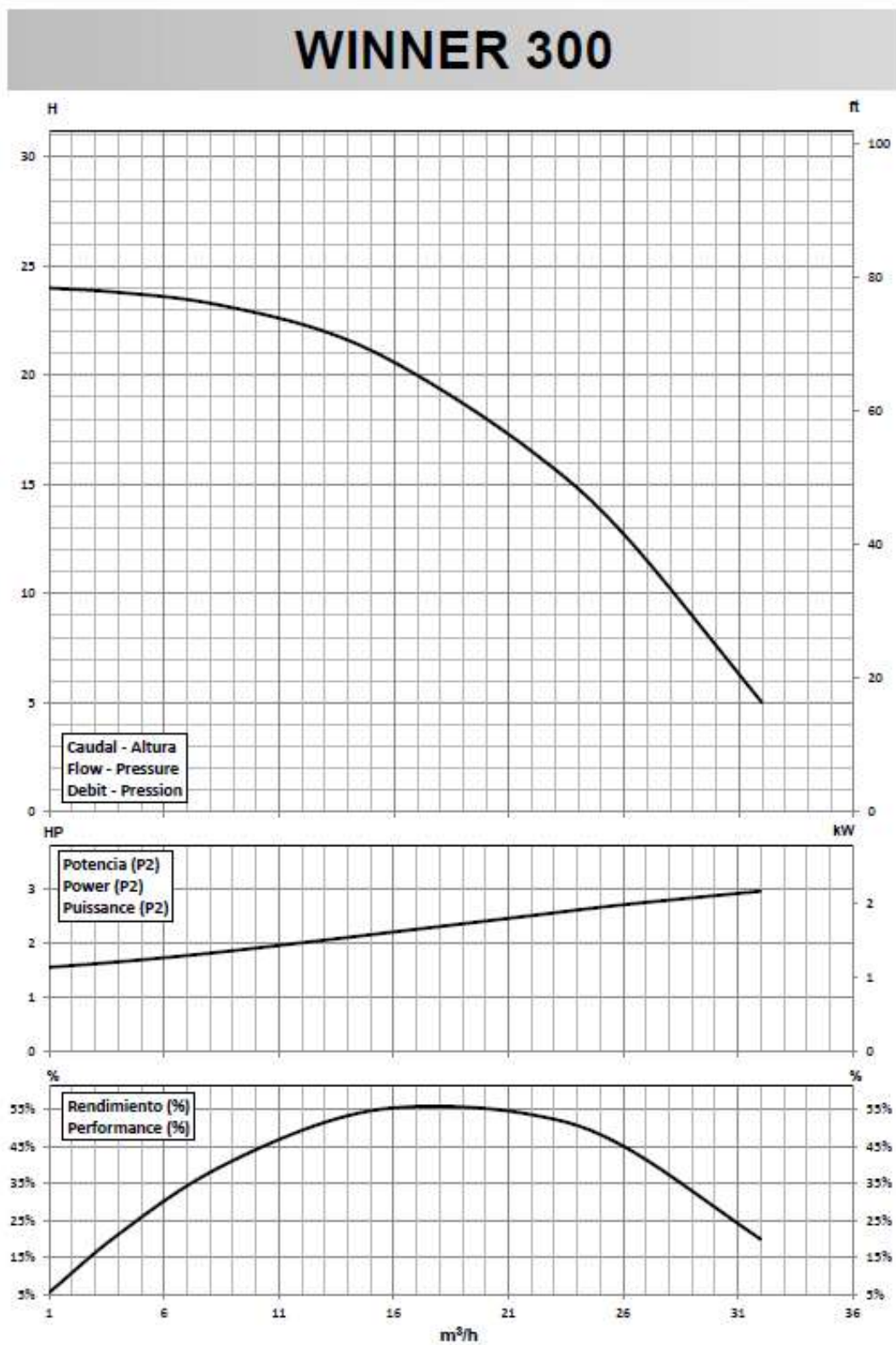
Webové stránky

- [16] 3. Hydrodynamická čerpadla. *Čerpadla: multimediální učební pomůcka* [online]. 2008. Dostupné z: http://katedry.osu.cz/kpv/cerpadla-jh/Jan_Hruska_MUC_soubory/page0013.htm
- [17] A šoupátko s přírubami krátké. *Hawle armatury: specialista na vodu, kanalizaci a plyn...* [online]. 2014. Dostupné z: <https://www.hawle.cz/cz/skupina/4000a-a-soupatko-s-prirubami-kratke/>
- [18] AN EXTENSION OF THE THEORY OF WATER HAMMER. *DEPARTMENT OF CIVIL ENGINEERING AND ENGINEERING MECHANICS* [online]. 1955. Dostupné z: <https://apps.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/105499.pdf>
- [19] ANSYS Fluent. *ANSYS* [online]. 2016. Dostupné z: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-fluent>
- [20] Drsnost potrubí. *Vodovod.info* [online]. 2018. Dostupné z: http://www.vodovod.info/index.php/extra/tabulky/196-drsnost-potrubu#.XCTmZ_ZFxPZ
- [21] EPANET: Application for Modeling Drinking Water Distribution Systems. *EPA: U.S. Environmental Protection Agency* [online]. Dostupné z: <https://www.epa.gov/water-research/epanet>
- [22] FUNKCE VYROVNÁVACÍ KOMORY: INFORMAČNÍ BULLETIN PODZIM 2012. *Hawle armatury: specialista na vodu, kanalizaci a plyn...* [online]. 2012. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=103656

- [23] HAVLÍK, Aleš a Tomáš PICEK. 4. přednáška – *Hydraulika potrubí* [online]. 2018. Dostupné z: http://hydraulika.fsv.cvut.cz/Hydraulika/Hydraulika/Predmety/HY2V/ke_stazeni/prednasky/HY2V_04_Hydraulika_potrubi.pdf.
- [24] Hawle INFO: INFORMAČNÍ BULLETIN PODZIM 2012. *Hawle armatury: specialista na vodu, kanalizaci a plyn...* [online]. 2012. Dostupné z: https://www.hawle.cz/files/pdf/buletin/info_38.pdf
- [25] Indukční průtokoměr – princip, vlastnosti a použití: průtokoměry. *Automa: časopis pro automatizační techniku* [online]. 2012. Dostupné z: http://www.automa.cz/Aton/FileRepository/pdf_articles/9933.pdf
- [26] Lowara e-HM 3HM05P07M. *Čerpadla bez starostí* [online]. Dostupné z: <https://www.cerpadlabezstarosti.cz/povrchova-cerpadla/763-lowara-e-hm-3hm05p07m>
- [27] MAREŠOVÁ, Ivana a PICEK, Tomáš. 12. přednáška – *Měření průtoku* [online]. 2011. Dostupné z: http://hydraulika.fsv.cvut.cz/Hydraulika/Hydraulika/Predmety/Hya/ke_stazeni/prednasky/12_mereni_prutoku.pdf.
- [28] MATEMATICKÉ MODELOVÁNÍ A METODA KONEČNÝCH PRVKŮ. *VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA* [online]. 2012. Dostupné z: http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/numericke_metody_2.pdf
- [29] Měření průtoku tekutin – principy průtokoměrů. *Elektrorevue* [online]. 2001. Dostupné z: <http://www.elektrorevue.cz/clanky/01049/index.html>
- [30] Měření tlaku: MĚŘENÍ PROVOZNÍCH VELIČIN V CUKROVARNICTVÍ. *LISTRY CUKROVARNICKÉ a ŘEPAŘSKÉ* [online]. 2016. Dostupné z: www.cukr-listy.cz/on_line/2016/PDF/360-365.pdf
- [31] MQI 99 – C. ELA: *přístroje pro měření hladiny a průtoku* [online]. Dostupné z: <http://www.elabrno.cz/cs/mqi-99-c/>
- [32] NÁVRH PRACOVNÍHO BODU Odstředivého čerpadla. *Vysoké učení technické v Brně* [online]. 2008. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=6690
- [33] Pístové stroje. *Střední průmyslová škola strojnická Olomouc* [online]. 2015. Dostupné z: <http://www.spssol.cz/rsimages/DIGI1/html/cad/Pistové%20stroje/media/>

- [34] Potrubí z tvárné litiny pro pitnou vodu. *Duktus* [online]. Dostupné z: http://www.duktus.cz/prod_voda.html
- [35] Primární prvky pro měření průtoku: snímače průtoku a regulační ventily. *Automa: časopis pro automatizační techniku* [online]. 2016. Dostupné z: http://www.automa.cz/Aton/FileRepository/pdf_articles/9092.pdf
- [36] Pump Selector: Important Information on using our Water Pump Selection Software. *EBARA: Pumps Americas Corporation* [online]. 2016. Dostupné z: <http://www.pumpsebara.com/pump-selector/selector/>
- [37] R140 Pojistný ventil. *GIACOMINI CZECH, s.r.o.* [online]. Dostupné z: <https://www.giacomini.cz/r140>
- [38] Sklolamináty trubky. *Toralex* [online]. Dostupné z: <https://www.toralex.eu/sklolaminaty-trubky/>
- [39] Storm Water Management Model (SWMM): Application that helps predict the quantity and quality of runoff within urban areas. *EPA: U.S. Environmental Protection Agency* [online]. Dostupné z: <https://www.epa.gov/water-research/storm-water-management-model-swmm>
- [40] Tabulky a výpočty. *Tzbinfo: Nejnavštěvovanější odborný portál pro stavebnictví a technická zařízení budov* [online]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty>
- [41] Ultrazvukové průtokoměry – princip, vlastnosti a použití: měření a regulace průtoku. *Automa: časopis pro automatizační techniku* [online]. 2013. Dostupné z: http://www.automa.cz/Aton/FileRepository/pdf_articles/10538.pdf
- [42] What is cavitation in Pump?. *Quora* [online]. Dostupné z: <https://www.quora.com/What-is-cavitation-in-Pump>
- [43] Základy matematického modelování a simulování. *Katedra zdravotního a ekologického inženýrství* [online]. 2018. Dostupné z: http://kzei.fsv.cvut.cz/pdf/VHO4_Modelovani%20a%20simulace.pdf

9. Přílohy



Graf 9.1 – Charakteristika čerpadla Winner 300