

# Návrh hydraulické měřicí tratě pro stanovení průtokových charakteristik vodních čerpadel a armatur.

## Bakalářská práce

*Studijní program:* B2301 – Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* 2301R000 – Strojní inženýrství  
*Autor práce:* **Petr Dostál**  
*Vedoucí práce:* doc. Ing. Václav Dvořák, Ph.D.





# THE DESIGN OF THE HYDRAULIC TEST TRACK FOR DETERMINATION OF THE FLOW-RATE CHARACTERISTICS OF WATER PUMPS AND FITTINGS

**Bachelor thesis**

*Study programme:* B2301 – Mechanical Engineering  
*Study branch:* 2301R000 – Mechanical Engineering

*Author:* **Petr Dostál**  
*Supervisor:* doc. Ing. Václav Dvořák, Ph.D.



## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE (PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Petr Dostál**  
Osobní číslo: **S12000003**  
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Strojní inženýrství**  
Název tématu: **Návrh hydraulické měřicí tratě pro stanovení průtokových charakteristik vodních čerpadel a armatur.**  
Zadávací katedra: **Katedra energetických zařízení**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Provedte rešerši literatury a norem k dané tematice.
2. Navrhněte hydraulickou měřicí trať pro měření čerpadel a armatur.
3. Vytvořte výpočtový model (např. v MS Excel) celé tratě - tlakové a energetické ztráty.
4. Metodu výpočtu ověřte měřeními na stávající měřicí trati.
5. Navrhněte jednotlivé měřicí přístroje.
6. Vytvořte výkresovou dokumentaci navržené tratě.
7. Formulujte závěry.

Rozsah grafických prací: **20 stran**

Rozsah pracovní zprávy: **30 stran**

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

[1] ČSN - normy. <https://csnonline.unmz.cz/>

[2] ROČEK, J., 1975. *Průmyslové armatury (teorie a praxe)*. Praha: SNTL.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Václav Dvořák, Ph.D.**

Katedra energetických zařízení

Konzultant bakalářské práce: **Ing. Petr Novotný, CSc.**


Katedra energetických zařízení

Datum zadání bakalářské práce: **2. března 2015**

Termín odevzdání bakalářské práce: **3. června 2016**

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld  
děkan



  
doc. Ing. Václav Dvořák, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Liberci dne 2. března 2015

## Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současné čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum: 30.6.2015

Podpis:



## Anotace [CZ]

Cílem této práce je návrh měřicí trati, změření průtoku a teploty na laboratorní trati TUL pomocí průtokoměru SIEMENS a pomocí clony vyvolávající tlakovou ztrátu, stanovení tlakových potrubních ztrát na trati se škrticím ventilem, stanovení charakteristiky čerpadla a potrubní trati a následný návrh chlazení potrubní trati.

### KLÍČOVÉ POJMY

- průtok
- tlak
- měrná energie
- charakteristika čerpadla
- Reynoldsovo číslo
- hydraulická ztráta
- viskozita

## Annotation [EN]

Aim of this bachelor thesis is to design a test track, to measure water flow and temperature in closed pipelines by using mass flow meter and orifice, finding out of the pressure differences in the closed pipelines with a reducing valve, finding out of characteristic of the pump and the closed pipelines, finding out of head loss and following concept of the cooling of the closed pipelines.

### KLÍČOVÉ POJMY

- flow rate
- pressure
- measure energy
- charakteristick of a pump
- Reynolds number
- head loss
- viscozity

## **Poděkování**

Velmi děkuji vedoucímu a konzultantu této bakalářské práce, panu Doc. Ing. Václavu Dvořákovi, PhD. a panu Ing. Petru Novotnému, CSc. za vstřícné jednání, neocenitelné rady, věcný přístup a ochotu, se kterou mi vždy věnoval nejen ve vedení mé bakalářské práce, ale i v průběhu mého studia na Technické univerzitě v Liberci. Také bych rád poděkoval ostatním, kteří mi byli nápomocni při psaní této bakalářské práce.



## OBSAH

Anotace[CZ] .....	3
Klíčové pojmy .....	3
Annotation[EN].....	4
Keywords .....	4
Čestné prohlášení .....	5
Poděkování .....	6
Obsah .....	7
Seznam použitých symbolů .....	9

## OBSAH

### 1. Úvod

1.1 Cíl .....	10
1.2 Popis stávající trati .....	10
1.3 Základní termíny a definice podle norem .....	11
1.4 Měření čerpadel podle norem.....	12

### 2. Teorie k měření na hydraulických potrubních tratích

2.1 Výpočtový model hydraulických ztrát.....	15
2.2 Měření průtoku na cloně .....	19
2.3 Potrubí a čerpadlo .....	24
2.4 Měření tlaků .....	27

### **3. Popis stávající potrubní trati**

3.1 Schéma a popis stávající tratě.....	29
---	----

### **4. Měření na stávající potrubní trati**

4.1 Popis postup měření.....	39
4.2 Výpočet hydraulických ztrát a dopravní výšky čerpadla.....	40
4.3 Graf pracovního bodu čerpadla .....	41
4.4 Výpočet ztráty a průtoku na cloně.....	42
4.5 Graf vypočtených a naměřených hodnot průtoku.....	43
4.6 Stanovení cejchovní křivky clony.....	44
4.7 Stanovení účinnosti čerpadla .....	45
4.8 Nedostatky na stávající potrubní trati.....	46

### **5. Návrh nové potrubní tratě**

5.1 Požadavky a příslušenství nové tratě.....	47
5.2 Odporová charakteristika nové potrubní tratě.....	51
5.3 Schéma potrubní tratě.....	53
5.4 Umístění odběrných míst tlaků.....	54
5.4 Výrobní výkresy.....	55
5.5 Specifikace materiálu.....	57

<i>Přílohy - 1 (tabulky MS Excel) .....</i>	<i>63</i>
---	-----------

<i>Přílohy - 2 (tabulky hodnot naměřených na stávající trati).....</i>	<i>65</i>
--	-----------

<i>Použitá literatura .....</i>	<i>67</i>
---------------------------------	-----------

## Seznam použitých symbolů a jednotek

<b>SYMBOL</b>	<b>JEDNOTKY</b>	<b>NÁZEV</b>
A	[m <sup>2</sup> ]	Plocha
D,d	[ m ]	Průměr
D <sub>u</sub>	[ m ]	Určující rozměr
$\dot{Q}$	[W]	Tepelný tok
e <sub>z</sub>	[J.kg <sup>-1</sup> ]	Měrná energie
H	[m]	Výška
g	[m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]	Gravitační zrychlení
Q <sub>v</sub> , $\dot{V}$	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	Objemový tok
Q <sub>m</sub>	[ kg.s <sup>-1</sup> ]	Hmotnostní průtok
m	[ kg ]	Hmotnost
p	[Pa]	Tlak
P	[W]	Příkon
T	[K]	Absolutní teplota
W	[W]	Výkon
w <sub>s</sub>	[m.s <sup>-1</sup> ]	Rychlost kapaliny
ρ	[kg.m <sup>-3</sup> ]	Hustota
τ	[s]	Čas
η <sub>d</sub>	[ Pa.s]	Dynamická viskozita
ν	[ m <sup>2</sup> /s ]	Kinematická viskozita
η	[ % ]	Účinnost
ξ	[ - ]	Součinitel místních ztrát
λ	[ - ]	Součinitel třecích ztrát

# 1. Úvod

## 1.1 Cíl

Cílem bakalářské práce je návrh uzavřené měřicí tratě pro měření armatur a čerpadel - stanovení charakteristiky čerpadla a potrubní tratě, rešerše norem, návrh a popis vhodných měřicích přístrojů a zařízení nutných pro správnou funkci, pro stanovení průtoku a teploty, pro měření tlaků a pro jejich správné umístění na trati.

Protože vlivem tření bude na trati docházet k disipaci energie, bude v potrubí vzrůstat teplota (kinetická energie se bude měnit na tepelnou). Při používání oběhových, mokroběžných čerpadel dochází i na nich k velkému nárůstu teploty. Proto bude vhodné doplnit trať chladicím prvkem, který by zároveň nezatěžoval systém změnami tlaku.

Návrh a posouzení uzavřené potrubní trati pro proměřování čerpadel a armatur se provádí podle norem [16] a navazujících [14] věnovaných problematice výkonových parametrů čerpadel a měření průtoků tekutin ve zcela zaplněném potrubí kruhového průřezu.

## 1.2 Části uzavřené potrubní tratě

Základní části měřicí trati jsou součástí potrubního systému, hydrogenerátor, regulační prvek pro nastavení průtoku, clona či jiné zařízení pro měření průtoku, teploměr, tlakoměry a expanzní nádoba.

Hydrogenerátory zvolené pro měřicí trať mohou být v zásadě dvou druhů, hydrogenerátory s frekvenčním měničem nevyžadující regulační prvek anebo oběhová čerpadla se škrticím ventilem pro nastavení potřebného průtoku. Regulace průtoku pomocí škrticího ventilu se provádí velice často; použití čerpadla s frekvenčním měničem je hospodárnější, avšak dražší.

Měření průtoku je možno zajistit pomocí nepřeberného množství průtokoměrů pracujících na různých fyzikálních principech, které je možno rozdělit do dvou základních skupin: na průtokoměry pracující na mechanickém principu a na průtokoměry elektrické. V případě měření průtoku clonou je potřeba stanovit cejchovní křivku clony, popřípadě zabudovat jímku pro teploměr.

Snímače tlaku se dělí podle principu činnosti na hydrostatické, deformační, kapacitní a odporové tenzometry. Mezi nejpoužívanější patří zejména Bourdonovy tlakoměry, přenášejí napětí pomocí pružné deformace měděných segmentů.

### 1.3 Základní termíny a definice podle norem

Vztahy mezi základními veličinami používanými v normách pro měření čerpadel a armatur na uzavřené potrubní trati.

**1.3.1 Hmotnostní průtok**  $Q_m$  - průtok dodávaný do potrubí z výtlačného hrdla čerpadla [16]

**1.3.2 Objemový průtok**  $Q_v$  - průtok u výtoku z čerpadla daný vzorcem [16]

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho} \quad \text{kde: } \rho \dots \dots \dots \text{ hustota proudící kapaliny} \quad (1.1)$$

**1.3.3 Střední rychlost**  $w$  - střední hodnota axiální rychlosti proudění daná vzorcem [16]

$$w = \frac{Q_v}{A} \quad \text{kde: } A \dots \dots \dots \text{ plocha průřezu proudící kapaliny} \quad (1.2)$$

**1.3.4 Dopravní výška**  $H$  - energie na jednotku hmotnosti kapaliny dělená gravitačním zrychlením [16]

$$H = \frac{e_z}{g} \quad (1.3)$$

**1.3.5 Měrná energie**  $e_z$  - energie kapaliny daná vzorcem [16]

$$e_z = g \cdot H \quad (1.4)$$

**1.3.6 Ztrátová výška v sacím a ve výtlačném potrubí**

rozdíl mezi celkovou dopravní výškou kapaliny v místě měření a v sacím nebo výtlačném potrubí čerpadla [16]

**1.3.7 Koeficient ztrát třením v potrubí**  $\lambda$  - koeficient pro určení ztrátové výšky vlivem tření v potrubí [16]

**1.3.8 Příkon čerpadla**  $P_2$  - energie přenesená na čerpadlo jeho pohonem [16]

**1.3.9 Výkon čerpadla** hydraulická energie na výtoku čerpadla daná vzorcem [16]

$$P_h = \rho \cdot Q_v \cdot g \cdot H = \rho \cdot Q_v \cdot \gamma \quad (1.5)$$

**1.3.10 Účinnost čerpadla** výkon čerpadla dělený příkonem [16]

$$\eta = \frac{P_h}{P_2} \quad (1.6)$$

**1.3.11 Zaručený bod** průtok/výška ( $Q/H$ ) bod, který musí na trati zkušební čerpadlo splňovat v rámci předepsané toleranční třídy (viz. Tab. 1.1)

## 1.4 Měření čerpadel podle norem

Souhrn podmínek a základních vztahů pro měření oběhových čerpadel na uzavřených potrubních je zpracován podle norem [14, 16].

Při měření čerpadel musí být stanoven jmenovitý bod (zaručený bod) určený podle stupně přesnosti a jeho odpovídající toleranci (viz Tab. 1.1). Pro výkonové zkoušky čerpadla musí tento zaručený bod zajistit zaručený průtok ( $Q_G$ ) a zaručenou dopravní výšku ( $H_G$ ) a nepovinně může určit i zaručenou účinnost a zaručený výkon na hřídeli.

Tolerance přijímací třídy čerpadla platí pouze pro zaručený bod čerpadla. Pro další dohodnuté body platí nepovinně úroveň stupně přesnosti 3 (viz. Tab. 1.1). Celkem je definováno 6 stupňů přesnosti výkonových parametrů čerpadla 1B, 1E, 1U, 2B, 2E, 2U. Stupeň přesnosti 1 je nejpřísnější stupeň, ve stupních 1U a 2U má jednostrannou toleranci, stupně 1B, 2B, 3B mají dvoustrannou toleranci. Stupeň přesnosti 1E je v podstatě také dvoustranný a týká se především účinnosti čerpadel.

Zaručený bod čerpadla se upřesňuje výkonovou křivkou čerpadla nebo písemnou dokumentací projektu a pokud není uvedeno musí platit následující podle [14, 16]

a) Stupeň přesnosti musí být v souladu se stupni přesnosti uvedenými v tab. 1.1

b) Zkoušky musí být provedeny na zkušebním stojanu vyrobeném výrobcem s čistou studenou vodou, použitím postupů a zkušebních uspořádání předepsaných normou ČSN EN ISO 9906.

c) Výkon čerpadla musí být zaručen mezi spojením sacího a spojením výtlačného hrdla čerpadla.

Stupeň přesnosti	1			2		3	Zaručený požadavek
$\Delta \tau_Q$	10 %			16 %		18 %	
$\Delta \tau_H$	6 %			10 %		14 %	
Přijímací stupeň přesnosti	1U	1E	1B	2B	2U	3B	Povinné
$\tau_Q$	+10 %	±5 %		±8 %	+16%	±9 %	
$\tau_H$	+6 %	±3 %		±5 %	+10 %	±7 %	
$\tau_P$	+10 %	+4 %		+8 %	+16 %	+9 %	Nepovinné
$\tau_\eta$	≥ 0 %		-3 %	-5 %		-7 %	
POZNÁMKA $\tau_x$ ( $x = Q, H, P, \eta$ ) znamená toleranci udávané veličiny.							

Tab. 1.1 Zkušební přijímací stupně přesnosti pro oběhová čerpadla a odpovídající mezní úchytky [16]

### **Podmínky zkoušky**

Trvání zkoušky musí být dostatečné pro získání opakovatelných výsledků.

Všechna měření musí být provedena za ustálených podmínek, a v bodě, kdy kavitace neovlivní výkonové parametry čerpadla.

Pro všechny zkoušky výkonových parametrů se musí brát v úvahu minimálně pět zkušebních bodů, s jedním z bodů v rozmezí - 5 % a 0 % a jedním v rozmezí 0 % a 5 % zaručeného bodu průtoku. Ostatní tři body musí být rozčleněny do přípustného pracovního rozmezí výkonové křivky čerpadla.

### **Vyhodnocení účinnosti čerpadla**

Po proložení nejlepší zkušební  $Q$ - $P$  křivky se narýsuje nová přímka mezi počátek a zaručený bod. Průsečík mezi proloženou křivkou a novou přímkou stanoví nový jmenovitý bod, který je použit pro vyhodnocení účinnosti nebo výkonu.

### **Uspořádání zkoušky**

Nejlepších podmínek pro měření se dosáhne tehdy, je-li proudění v měřených průřezech se symetrickým rozložením axiální rychlosti, s rovnoměrným rozložením statického tlaku a bez víru vyvolaného vlivem podmínek instalace. Špatnému rozložení rychlosti nebo víru lze předejít správnou konstrukcí trati, tedy vyvarováním se zbytečných ohybů, náhlých rozšíření nebo jakékoliv nespojitosti příčného profilu v nejbližším okolí měřeného průřezu. V uzavřeném okruhu je doporučená minimální přímá délka potrubí před měřicím průřezem určena vztahem :  $L/D = K + 5$ , kde  $D$  je průměr potrubí a  $K$  je typové číslo čerpadla[16]. Obecně narůstá vliv proudění s typovým číslem  $K$  čerpadla. Když je  $K > 1,2$ , je doporučeno simulovat podmínky v místě provozní instalace čerpadla.

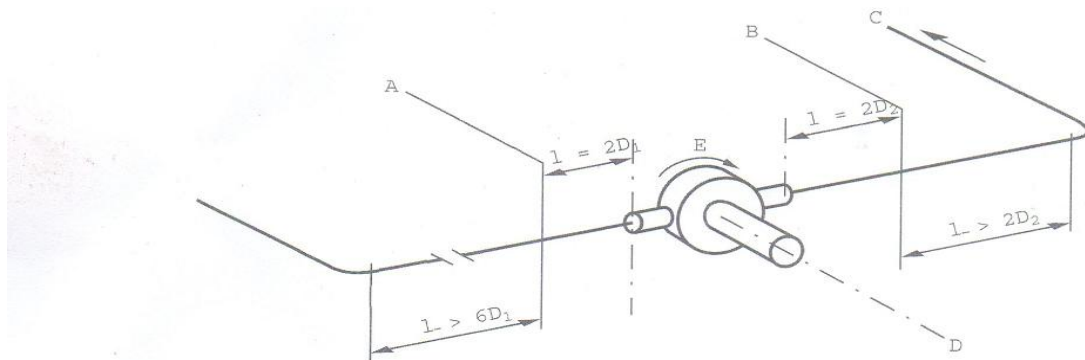
### **Zásady měření**

Dopravní výška čerpadla je vypočtena podle 1.9. Je vyjádřena jako výška sloupce čerpané kapaliny a představuje energii přenesenou čerpadlem.

Veličiny předepsané pro výpočet dopravní výšky mají být stanoveny ve vstupním průřezu ve vzdálenosti  $2D$  před vstupním průřezem čerpadla a ve vzdálenosti  $2D$  za výstupním průřezem čerpadla (viz. obr. 1.11) a přímé délky potrubí před sacím hrdlem  $6D$  a za výtlačným hrdlem  $2D$  (viz. obr. 1.11)

### **Vstupní napětí**

Vstupní napětí do oběhového čerpadla musí odpovídat jmenovitému napětí tohoto čerpadla s mezní odchylkou  $\pm 1\%$ .



#### Legenda

- A místo měření vstupního přetlaku
- B místo měření výstupního přetlaku
- C místo měření průtoku  $Q$  a regulační armatura okruhu
- D hřídel motoru – horizontální
- E směr proudění kapaliny
- $D_1$  vnitřní průměr trubky a vstupu čerpadla
- $D_2$  vnitřní průměr trubky a výstupu čerpadla

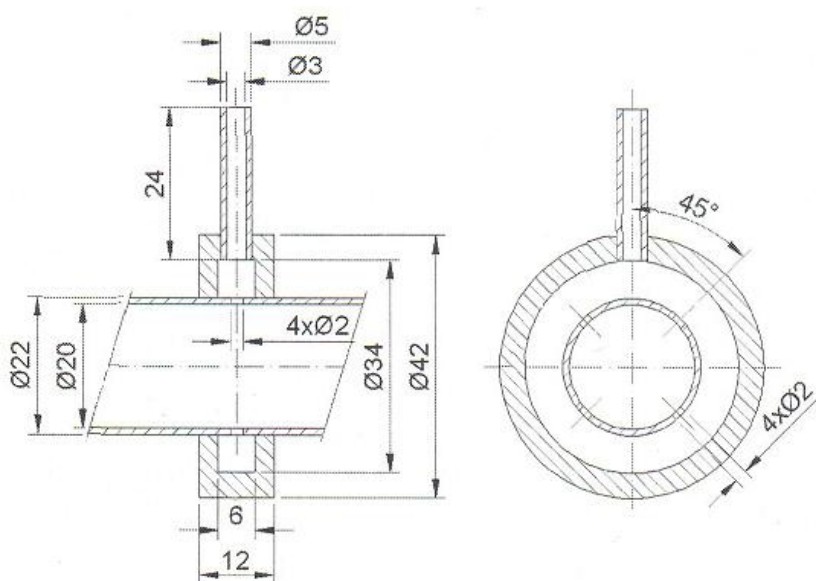
Obr. 1.11[14]

#### Kvalita vody

Do zkušební sestavy musí dodávána čistá voda bez pevných částic o teplotě  $20\text{ °C} \pm 5\text{ °C}$ . Je nezbytné zajistit, aby voda byla bez bublin.

#### Odběr tlaků

Provedení odběru tlaků je dle normy ČSN EN 16297-1, konkrétní provedení dle obr. 1.12.



Obr. 1.13 Uspořádání odběru tlaků[[podle 22]



## 2 Teorie k měření na hydraulických potrubních tratích

### 2.1 Výpočtový model hydraulických ztrát

Zdokumentování a zkompletování všech vztahů potřebných pro výpočet hydraulických ztrát na uzavřené potrubní trati.

Při proudění skutečných (viskózních) tekutin vznikají vlivem vnitřního tření hydraulické odpory, které se projeví poklesem statických tlaků, oproti hodnotám stanoveným Bernoulliho rovnicí pro ideální kapaliny. Mechanismus ztrát při vnitřním tření je natolik složitý, že se ho dosud nepodařilo exaktně vyřešit (kromě nejjednodušších případů laminárního proudění). Mechanismus vnitřního tření vedoucí k disipaci (nevratné přeměně) energie je způsobován tečným napětím viskózních tekutin[6]

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv_x}{dy} \quad [\text{Pa}] \quad (2.1)$$

kde  $\eta$  ..... je dynamická viskozita [Pa.s]

$dv_x / dy$  ..... je rychlost smykové deformace při rovinném proudění

Hydraulické ztráty se rozlišují na ztráty místní a na ztráty třecí. Místní ztráty závisí zejména na geometrii potrubí, tam kde se mění směr rychlosti (kolena, ohyby) a tam kde se mění rychlost proudění (při změně průřezu v důsledku rovnice kontinuity). Ztráty třením jsou závislé zejména na druhu proudění, na drsnosti potrubí a na jeho celkové délce.

Optimálním ztrátovým průřezem je kruh, který má nejmenší omočený obvod  $O$ , z čehož vyplývá i největší možný charakteristický rozměr ( $\emptyset D$ ), nejvyšší možné Reynoldsovo číslo, a z toho nejmenší možný třecí součinitel  $\lambda$ .

#### 2.1.1 Třecí ztráty

Třecí ztráty v potrubí se vyjadřují pomocí třecího součinitele  $\lambda$ [podle 8]

$$e_z = h_z \cdot g = \lambda \cdot \frac{L \cdot w_s^2}{D \cdot 2} \quad (2.2)$$

kde  $L, D$  ..... jsou rozměry potrubí [m]

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

což vychází z Weisbachova vztahu pro ztrátovou výšku [podle 8]

$$h_z = \lambda \cdot \frac{L \cdot w_s^2}{g \cdot 2 \cdot D} \quad (2.3)$$

Součinitel  $\lambda$  je závislý na velikosti Reynoldsova čísla a na relativní drsnosti potrubí,  $\lambda = f(\text{Re}, \epsilon)$

## Reynoldsovo číslo

Reynoldsovo číslo  $Re$  je velice důležitým parametrem, který vyjadřuje vliv vnitřního tření v důsledku viskozity dané kapaliny při proudění. Je to poměr dynamických sil k silám viskózním [8]

$$Re = \frac{D \cdot w_s}{\nu} \quad (2.4)$$

kde:  $w_s$ .....je střední rychlost proudění [ $m \cdot s^{-1}$ ]

$D$ .....hydraulický průměr (charakteristický rozměr průtočného profilu)[m]

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

Reynoldsova kritického čísla se používá pro stanovení druhu proudění v potrubí, pro určení hranice mezi laminárním a turbulentním prouděním. Pro všechny Newtonské kapaliny platí přibližně hodnota kritického Reynoldsova čísla:

$$Re_k \sim 2320$$

kdy  $Re < Re_k$  značí oblast laminárního proudění

a  $Re > Re_k$  značí oblast turbulentního proudění

Při laminárním proudění se pohybujeme v oblastech malých rychlostí, daných rovnicí (2.4) a součinitel  $\lambda$  se vypočítá podle vztahu [podle 8]

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (2.5)$$

Turbulentní proudění můžeme rozdělit do tří režimů, které jsou charakterizovány mírou závislosti součinitele tření  $\lambda$  na Reynoldsově čísle a na poměrné drsnosti stěny potrubí. Důležitou roli zde hraje vazká podvrstva, což je velice tenká vrstva průřezu proudu v těsném okolí stěny potrubí a proudění v ní je pouze laminární. Obvyklá tloušťka vazké podvrstvy je pouze několik mikrometrů. Další vrstvou v rychlostním profilu je vrstva přechodová, která má také pouze několik mikrometrů a dochází v ní k přeměně laminárního proudění na turbulentní. Poslední oblastí je turbulentní jádro proudu.

Tloušťka laminární podvrstvy se určuje pomocí Kármánova vztahu [21]

$$\delta = \frac{32,5 \cdot D}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} \quad (2.6)$$

Tři oblasti turbulentního proudění:

1. Oblast proudění v hydraulicky hladkém potrubí - výčnělky drsnosti jsou utopeny uvnitř vazké podvrstvy a neovlivňují rychlostní profil. Hydraulicky hladké potrubí má jen viskózní tření a součinitel tření  $\lambda$  je závislý pouze na Reynoldsově čísle [ $\lambda = f(Re)$ ].

2. Oblast proudění v přechodové oblasti - výčnělky drsnosti přesahují z vazké podvrstvy do přechodové oblasti, rychlostní profil je narušován. Oblast je charakterizována závislostí součinitele tření  $\lambda$  jak na Reynoldsově čísle, tak na poměrné drsnosti  $\epsilon$ . [ $\lambda = f(Re, \epsilon)$ ]

3. Oblast proudění v hydraulicky drsném potrubí - výčnělky drsnosti jsou vyšší než mezní vrstva, drsnost obtékaného povrchu zasahuje do turbulentního jádra a neumožňuje existenci vazké podvrstvy, dochází k tzv. "vyvinutému turbulentnímu proudění". Oblast je charakterizována závislostí součinitele  $\lambda$  pouze na relativní drsnosti  $\epsilon$ . [ $\lambda = f(\epsilon)$ ].

Pro každou oblast turbulentního proudění je odvozena jiná rovnice pro výpočet třecího součinitele  $\lambda$ . Pro oblast hydraulicky hladkého potrubí je Blasiem odvozen vztah podle [8]

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (2.7)$$

Pro proudění v přechodové oblasti se nejčastěji používá Colebrookova rovnice, která se musí řešit iterací[8]

$$\lambda = [2. \log \left( \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) + 0,27 \frac{k}{d}]^{-2} \quad (2.8)$$

Pro vyvinuté turbulentní proudění se součinitel tření  $\lambda$  vyjadřuje Nikuradseho vztahem [8]

$$\lambda = [2. \log \frac{d}{k} + 1,138]^{-2} \quad (2.9)$$

### Součinitel tření $\lambda$

Souhrnně lze říci, že součinitel tření  $\lambda$  závisí na viskozitě tekutiny a tvaru rychlostního profilu u stěn potrubí, tedy na velikosti výčnělků a laminární podvrstvy. Součinitel v podstatě vyjadřuje míru přeměny mechanické energie na teplo a je definován vztahem [19]

$$\lambda = \frac{8. \tau}{\rho. w^2} \quad (2.10)$$

Součinitel  $\lambda$  lze experimentálně zjistit pomocí Bernoulliho rovnice aplikované na rovný úsek potrubí konstantního průřezu mezi dvěma body 1,2. Z naměřených hodnot vyplývá, že mezi body 1 a 2 dochází k poklesu statického tlaku. Prouděním skutečné kapaliny dochází ke vzniku viskózního tření a ke vzniku tečného napětí, které je popsáno vztahem [19]

$$\tau = \frac{R \cdot (p_1 - p_2)}{2 \cdot L} \quad (2.11)$$

kde: R ..... je poloměr potrubí [m]

L ..... je délka potrubí [m]

$p_1 - p_2$  ..... je tlakový spád mezi body 1,2 [Pa]

Dosazení rovnice (2.8) do rovnice (2.9) se dospěje k výslednému vztahu

$$\lambda = \frac{2 \cdot D \cdot (p_1 - p_2)}{\rho \cdot L \cdot w^2} \quad (2.12)$$

V tomto vztahu se nyní vyskytují pouze lehce měřitelné veličiny, z nichž se dá dopočítat součinitel tření  $\lambda$ . Dosazením do Weisbachova vztahu se potom již dá určit celková měrná ztrátová energie.

### Relativní drsnost

Relativní drsnost  $\varepsilon$  potrubí je bezrozměrná veličina, která je dána poměrem absolutní drsnosti  $k$  [mm] vůči určujícímu rozměru potrubí  $D_U$  [mm] - podle [8]

$$\varepsilon = \frac{k}{D_U} \quad (2.13)$$

Absolutní drsnost potrubí je drsnost vnitřních stěn, které jsou v kontaktu s proudící kapalinou a je dána střední výškou nerovností. Je závislá na materiálu a kvalitě vnitřních stěn. Absolutní drsnost se zjišťuje z tabulek (viz. tab. 1) a v zásadě se rozlišují dva tvary této drsnosti, a to drsnost způsobovaná krátkými a ostrými výstupky a drsnost vlnitá, způsobovaná dlouhými zaoblenými tvary nerovností. Součinitel tření závisí více na Reynoldsově čísle a méně na relativní drsnosti pro druhý, vlnitý způsob drsnosti. V tabulce 1 jsou příklady různých povrchů s přiřazenou absolutní drsností:

Materiál potrubí	Kvalita vnitřních stěn	k (mm)
Ocel	Nové, vyčištěné a natřené	0,1
	Částečně zrezavěl	0,35 - 0,4
	Zrezavělé po delším provozu	1,2 - 3,0
Litina	Nové	0,5 - 1,0
	Částečně zrezavělé	Až 1,5
Beton	Ocelové bednění	0,5 - 1
	Dřevěné bednění	1 - 3

Tab. 2.1 Absolutní drsnosti potrubí různých materiálů a kvality [podle 1]

Jako hydraulicky hladká lze uvažovat potrubí z tzv. technicky hladkých materiálů, což jsou např.: měď, sklo, mosaz, hliník a plasty.

### 2.1.2 Místní ztráty

Ztráta energie vlivem místních odporů se vyjadřuje pomocí tlakové ztráty [8]

$$e_z = \frac{\Delta p}{\rho} \quad (2.14)$$

kde:  $e_z$ ..... je měrná ztrátová energie [ $J.kg^{-1}$ ]

$\Delta p$ ..... je tlaková ztráta [Pa]

$\rho$ ..... je hustota proudící tekutiny [ $kg.m^{-3}$ ]

Výpočet tlakových ztrát vychází ze vztahu[8]

$$\Delta p = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \sum \xi \quad (2.15)$$

kde:  $w$ ..... je rychlost proudící tekutiny [ $m.s^{-2}$ ]

$\xi$ ..... je součinitel pro místní tření [-]

### Součinitel místního tření

Součinitel místního tření je závislý na změnách rychlosti a směru proudění. Značí se řeckým písmenem  $\xi$  a vypočítává se pro každý druh tvarovky či armatury zvlášť. Vychází z geometrie daného prvku a jeho velikost uvádí norma ČSN 75 5455.

Jmenovitá Světlost Potrubí DN	Hodnoty součinitele místního odporu $\xi$ pro kolena s úhlem 90°, jejichž vnitřní průměr je větší nebo stejný jako trubka (podle ČSN 75 5455)	Hodnoty součinitele místního odporu $\xi$ pro kolena s úhlem 90°, jejichž vnitřní průměr je menší než trubka (ukázka hodnot uvedených jedním z výrobců)
10	2,0	15,9
15	2,0	9,9
20	1,5	7,1
25	1,5	4,7
32	1,0	4,3
40	1,0	4,0
50	1,0	3,7

Tab. 2.2 Porovnání součinitelů místních ztrát u kolén různých konstrukcí

Jak vyplývá z tabulky 2, nejdůležitějším tvarovým činitelem je zúžení průtočeného průřezu, při němž je součinitel místního tření největší. Tabulka porovnává kolena stejné geometrie, ale různých vnitřních průměrů.

## 2.2 Měření průtoku na cloně

Rešerše norem pro výpočet průtoku na cloně a její správné zabudování do měřicí potrubní trati.

### 2.2.1 Principy metody měření a výpočet

Princip metody měření spočívá v zabudování clony do potrubí, v němž plným průřezem protéká tekutina. Zabudování clony způsobí rozdíl statických tlaků mezi přední a zadní stranou clony. Hmotnostní průtok lze určit použitím rovnice[20]

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} * \varepsilon * \frac{\pi}{4} * d^2 * \sqrt{2\Delta p\rho} \quad (2.16)$$

kde: C.....součinitel průtoku

$\beta$ .....poměr vnitřních průměrů clony a potrubí

$\varepsilon$ .....součinitel expanze (při měření plynů)

d.....vnitřní průměr clony [m]

$\Delta p$ .....tlaková diference naměřená na cloně [Pa]

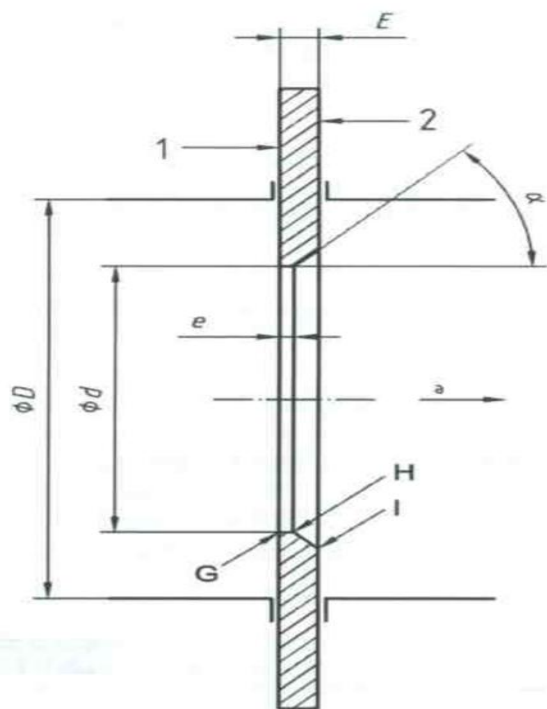
$\rho$ .....hustota tekutiny [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ]

Součinitel průtoku C je veličina závislá na Reynoldsově čísle, které samo závisí na hmotnostním průtoku a měl by se tedy získávat iterací. Pro usnadnění výpočtů jsou hodnoty součinitele průtoku C tabelovány, viz Tab. 2.3. Průměry d a D uvedené ve vzorci jsou hodnoty průměrů při provozních podmínkách. Měření provedená při jakýchkoli jiných podmínkách by měla být korigována pro každé možné roztahování a smršťování materiálu primárního prvku a potrubí, způsobené velikostí teploty a tlaku tekutiny během měření. Dále je potřeba znát hustotu a viskozitu tekutiny během měření.

### 2.2.2 Popis clony

Část clonového kotouče uvnitř potrubí musí být kruhová a soustředná s osou potrubí. Strany kotouče musejí být vždy rovinné a rovnoběžné.

Přední strana A clonového kotouče (viz obr. 2.1) musí být rovinná, pokud je clona zabudována do clony s nulovým diferenčním tlakem. Pokud se při montáži rovinnost kotouče nedeformuje, může měření rovinnosti probíhat na vyjmutém kotouči. Kotouč lze považovat za rovinný, pokud největší mezi kotoučem a přímkovým pravítkem délky D kteréhokoliv průměru kotouče (viz obr. 2.2) je menší než  $0,005 (D - d)/2$ .



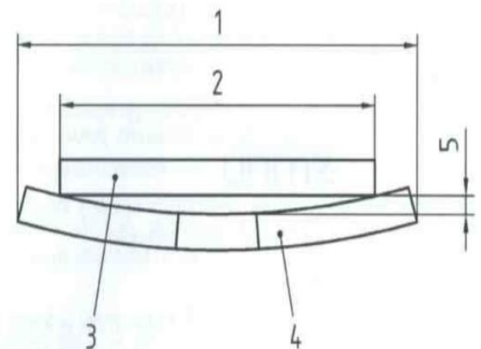
Obr. 2.1 Normalizovaný clonový kotouč

Přední strana clonového kotouče musí mít parametr drsnosti  $Ra < 10^{-4}$  d uvnitř kruhu o průměru ne menším než  $D$  a soustředným s otvorem clony. Drsnost kotouče nesmí ovlivňovat ostrost hrany.

### Přírubové clony

Pro přírubové clony platí, že vzdálenost  $l$  odběrů tlaku (vzdálenost mezi osou odběru tlaků a příslušnou stranou clonového kotouče) je jmenovitě pro přední vzdálenost  $l_1$  25,4 mm a měří se od přední strany clony, pro vzdálenost  $l_2$  zadního odběru platí také 25,4 mm a měřena je od zadní strany clony.

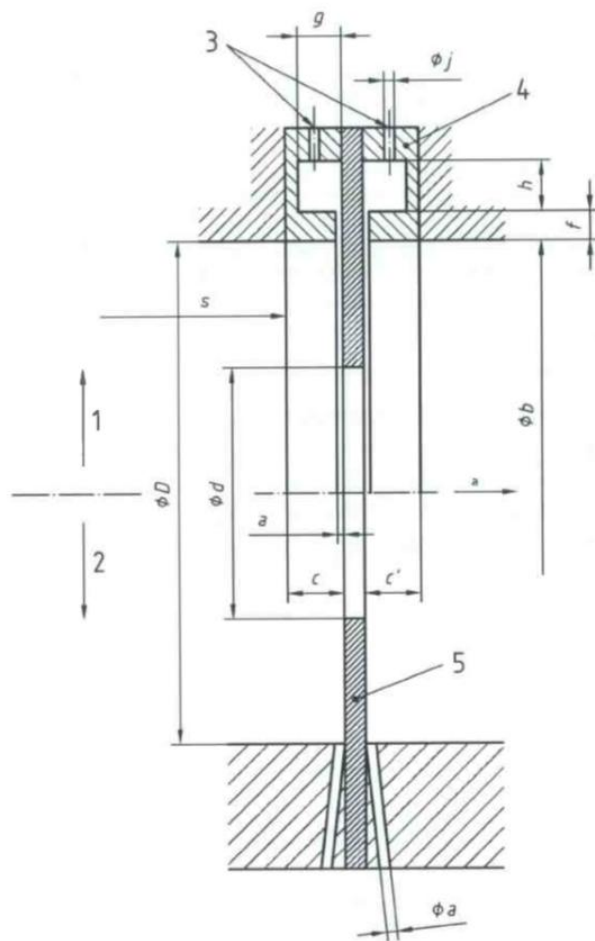
Osa odběru tlaku musí protínat osu potrubí pokud možno v úhlu  $90^\circ$ , ale v každém případě do  $3^\circ$  od kolmice. Průměr odběru tlaků musí být menší než  $0,13 D$  a 13 d.



#### Legenda

- 1 vnější průměr clony
- 2 vnitřní průměr potrubí ( $D$ )
- 3 přímkové pravítko
- 4 clona
- 5 úchylka rovinnosti (měřena od hrany otvoru clony)

Obr. 2.2 Měření rovinnosti clonového kotouče



#### Legenda

- 1 komorový odběr s prstencovou štěrbinou
- 2 bodové odběry
- 3 odběry tlaku
- 4 komorový prstenec
- 5 clonový kotouč
- <sup>a</sup> směr proudění

- $f$  = hloubka štěrbin
- $c$  = délka předního prstence
- $c'$  = délka zadního prstence
- $b$  = průměr komorového prstence
- $a$  = šířka prstencové štěrbiny nebo průměr bodového odběru
- $s$  = vzdálenost od předního osazení ke komorovému prstenci
- $g, h$  = rozměry prstencové komory
- $\phi_j$  = průměr komorového odběru tlaku

Obr. 2.3 Koutové odběry tlaku na cloně

#### Clony s koutovými odběry

Vzdálenost mezi osami odběrů a příslušnými stranami clonového kotouče je rovna polovině průměru nebo polovině šířky samotných odběrů, takže odběrové otvory v místě průniku stěnou lícují s příslušnou stranou clonového kotouče. Odběry mohou být bodové anebo prstencové štěrbiny (viz. obr. 2.3).

Dále jsou specifikovány:  $\phi a$  (viz obr. 2.3) bodového odběru a také šířka  $a$  (viz obr. 2.3) prstencové štěrbiny. Minimální průměr je určen potřebou předejít náhodnému ucpání a mít uspokojivé dynamické vlastnosti:

pro  $\beta < 0,65$  :  $0,005D < a < 0,03 D$

pro  $\beta > 0,65$  :  $0,05 D < a < 0,03 D$



Osa odběru musí protínat osu potrubí v úhlu co nejbližším 90°. Odběry tlaku musí být kruhové v délce alespoň 2,5 násobku vnitřního průměru odběrů, měřeno od vnitřní stěny potrubí. Přední a zadní odběry tlaků musí mít stejný průměr. Vnitřní průměr b (viz. obr. 2.3) prstenců komor musí být větší nebo rovný průměru D, aby bylo jisté, že nebudou přesahovat do potrubí, zároveň ale nesmí být větší než 1,04 D. Hloubka štěrbin f (viz. obr. 2.3) musí být větší nebo rovna dvojnásobku šířky štěrbin a.

#### 2.2.4 Součinitelé clon a tlaková tráta

Součinitel průtoku je dán Reader - Harris/Gallagherovou rovnicí:

$$C = 0,5961 + 0,0261 \cdot \beta^2 - 0,216 \cdot \beta^8 + 0,000521 \left( \frac{10^6 \cdot \beta}{Re_D} \right)^{0,7} + \left( 0,0188 + 0,0063 \left( \frac{19000 \cdot \beta}{Re_D} \right)^{0,8} \right) \beta^{3,5} \left( \frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,3} \quad (2.17)$$

kde  $Re_D$  .....Reynoldsovo číslo vypočtené vzhledem k D

$\beta$ .....poměr průměrů d/D vyjádřených v milimetrech

Tlaková ztráta na cloně je dána přibližnou hodnotou  $\Delta\tilde{\omega}$ [Pa]:

$$\Delta\tilde{\omega} = (1 - \beta^{1,9}) \Delta p \quad (2.18)$$

Výpočet součinitele místních ztrát (platí obecně pro armatury při znalosti součinitele průtoku)

$$\xi = 0,001599 * \frac{D^4}{K_v^4} \quad (2.19)$$

kde  $K_v$  .....součinitel průtoku armatury

#### 2.2.5 Požadavky na zabudování

Požadované minimální délky přímého potrubí před a za clonou se určují pro každý typ zvlášť, jsou tabelovány a odečtou se z nomogramů příslušné normy, zde konkrétně ČSN EN ISO 5167 - 2. Obecně se dá z nomogramů jako minimální délka vyčíst vzdálenost 2D pro teploměrnou jímku, jako maximální hodnota přímého potrubí před clonou je udáváno 44D pro jednoduché koleno 90°. Hodnoty uvedené v nomogramech jsou zjišťovány experimentálně na velmi dlouhých přímých úsecích před tvarovkou, a tak lze předpokládat, že proudění před tvarovkou bylo plně vyvinuté a bez zkrutu, a proto se doporučuje i v praxi, pokud je to možné, zachovat i před tvarovkou stejnou délku rovného přímého potrubí jako před clonou.

Normovaná vzdálenost přímého potrubí před clonou (12D) pro uzavírací ventil je pro zcela otevřený stav, pro škracení regulačním ventilem je potřeba délku přímého potrubí zvětšit. Kohout

musí být namontován tak, aby v otevřené poloze byla jeho ovládací páka rovnoběžná s osou potrubí.  
Doporučení: regulovat průtok ventily umístěnými za clonou.

## 2.3 Potrubí a čerpadlo

Rešerše norem pro měření charakteristických veličin čerpadla a potrubní tratě a jejich správného zabudování, stanovení vztahů pro výpočet charakteristiky čerpadla a potrubní tratě.

### 2.3.1 Charakteristika čerpadla

Hlavní charakteristikou čerpadla je graficky vyjádřená závislost výtlačné výšky  $H$  [m] na hmotnostním průtoku proudící tekutiny  $Q_m$  [kg.s<sup>-1</sup>] nebo také měrné energie  $Y$  [J.kg<sup>-1</sup>] na objemovém průtoku  $Q_v$  [m<sup>3</sup>.s<sup>-1</sup>]. Charakteristika  $H$ - $Q_m$  je geometrickým místem možných provozních bodů čerpadla. Průtočné množství  $Q_m$  se měří buď přímo například pomocí měřidel založených na Coriolisově síle, nebo pomocí škrticích měřidel průtoku, například clon, u nichž se průtok vypočítá pomocí diferenčních tlaků z normovaných rovnic. Vztah pro výtlačnou výšku vychází z Bernoulliho rovnice:

$$\frac{p_1}{\rho} + h_1 \cdot g + \frac{w_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + h_2 g + \frac{w_2^2}{2} + e_z \quad (2.20)$$

kde:  $e_z$ .....ztrátová energie v potrubí [J.kg<sup>-1</sup>] ()

V případě uzavřené potrubní trati s konstantní rychlostí proudění dojde k redukci výškových a rychlostních členů a rovnice se upraví na tvar:

$$\frac{p_1}{\rho} = \frac{p_2}{\rho} + e_z \Rightarrow e_z = \frac{\Delta p_\xi}{\rho} \quad (2.21)$$

kde  $\Delta p_\xi$ .....rozdíl tlaků na sání a výtlačku čerpadla

Výpočet ztrátové energie vychází též z Weisbachova vztahu[8]

$$e_z = h_z g = \frac{w^2}{2} \left( \lambda \frac{L}{D} + \sum \xi \right) \quad (2.22)$$

Rovnice výtlačné výšky  $H$ [8]

$$H = \frac{e_z}{g} \quad (2.23)$$

Dalšími charakteristikami čerpadla jsou křivky závislosti příkonu  $P$  [W] na hmotnostním průtoku  $Q_m$  a účinnosti čerpadla  $\eta$  [-] na hmotnostním průtoku.

Průběh charakteristiky  $H-Q_m$  závisí na druhu čerpadla. Pro oběhové radiální čerpadlo platí charakteristika, kdy výtlačná výška  $H$  klesá v celém průběhu průtoku  $Q$ . Charakteristiky  $H-Q_m$  se dělí podle druhu čerpadla na charakteristiku "tvrdou" pro hydrostatická čerpadla pracující s přímou přeměnou energie a na tzv. "měkkou" pro hydrodynamická čerpadla pracující s nepřímou přeměnou energie. Charakteristiku čerpadla udává výrobce a obvykle je naměřena při čerpání čisté vody.

Největší vliv na výkonové charakteristiky čerpadla má viskozita čerpané tekutiny. Při čerpání newtonovských kapalin se při vyšší viskozitě zvyšují hydraulické ztráty. Přepočítání závislostí  $H = f(Q_m)$  má smysl provádět pro kapaliny s  $\nu \geq 10 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ .

### 2.3.2 Charakteristika potrubí

Jako charakteristika potrubí je označována graficky znázorněná závislost výtlačné výšky  $H$  [m] na průtoku kapaliny potrubím  $Q_m$  [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ] nebo také měrné energie  $Y$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] na objemovém průtoku  $Q_v$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ]. Charakteristika potrubí určuje, jaké množství energie je potřeba, aby kapalina protékala systémem v množství  $Q$ . Závislost  $H = f(Q)$  se často nazývá odporová křivka potrubí a vyjadřuje se vztahem [1]

$$H = \frac{e_{st} + e_z}{g} \quad (2.24)$$

kde  $e_{st}$ .....energie nutná k dopravě kapaliny [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$e_z$ .....energie vyjadřující hydraulické ztráty podle vztahu 2.18

Závislost  $e_z = f(Q)$  - odporová křivka potrubí - se může obecně vyjádřit podle [1]

$$e_z = k_p \cdot Q^a \quad (2.25)$$

kde konstanta  $k_p$  zahrnuje rozměry potrubí, jeho geometrii, vliv armatur a ztrátové součinitele místních a třecích ztrát  $\lambda$  a  $\xi$ . Velikost exponentu  $a$  je dána druhem proudění kapaliny

$a = 1$  - laminární proudění

$a < 2$  - turbulentní proudění, přechodová oblast

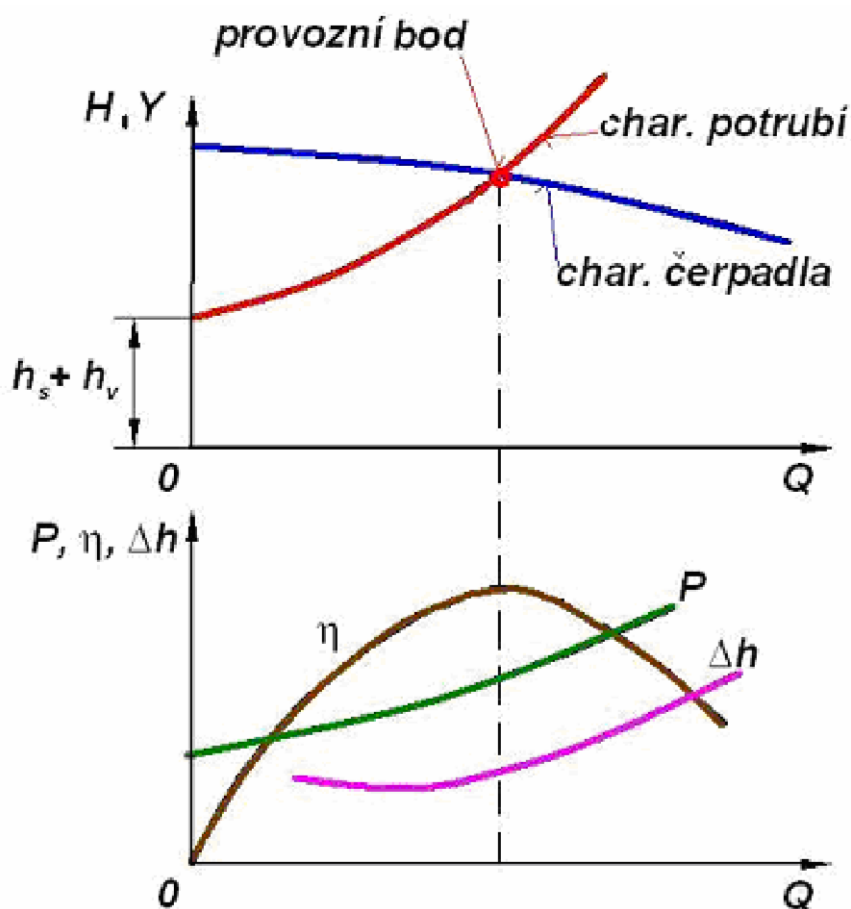
$a = 2$  - turbulentní proudění, kvadratická odporová oblast

### 2.3.3 Pracovní bod hydraulického systému

Čerpadla pracují vždy v rámci určitého potrubního systému, s nímž vytvářejí nedílný celek. Parametry čerpadla, při nichž je systémem dopravována kapalina, jsou parametry v tzv. pracovním bodě systému (provozní bod, viz. obr. 2.4). Pracovní bod systému je jednoznačně určen průsečíkem charakteristik čerpadla a potrubního systému s čerpadlem spolupracujícím při konstantních otáčkách čerpadla.

Průtok poskytovaný hydrodynamickým čerpadlem je tedy závislý na odporu potrubí. S rostoucím odporem potrubí, kdy se pracovní bod čerpadla posouvá po charakteristice radiálního čerpadla H-Q (viz obr. 2.4), roste výtlačná výška (měrná energie u Y-Q charakteristiky) čerpadla, přičemž průtok výrazně klesá, za podmínky konstantních otáček čerpadla. Při provozu čerpadla v závěrném bodě, kdy je průtok hydrodynamického čerpadla nulový a čerpadlo tedy pracuje s nulovou účinností, má maximální výtlačná výška čerpadla konečnou hodnotu. Hydrodynamická čerpadla proto nemusí mít na výtlačku instalován pojistný ventil.

Pracovní bod čerpadla pracujícího v určitém systému by měl ležet v okolí optimálního pracovního bodu a čerpadlo by mělo pracovat bez kavitace. V optimálním pracovním bodě by křivka závislosti celkové účinnosti čerpadla na průtoku měla mít své maximum (viz. obr. 2.4, hnědě značená křivka účinnosti).



Obr. 2.4 Charakteristiky čerpadla a potrubí podle [17]

## 2.4 Měření tlaků

Stanovení základních vztahů pro výpočet tlaku a přehled používaných přístrojů

### 2.4.1 Základní pojmy

Tlak je veličina odvozená a při jeho měření se vychází ze dvou základních definic[10]

1) síla  $F$  působí kolmo na jednotku plochy  $A$ [10]

$$p = \frac{F}{A} = \frac{m \cdot g}{A} \quad [Pa] \quad (2.26)$$

2) hydrostatický tlak sloupce kapaliny o výšce  $h$  a hustotě  $\rho$ [10]

$$p = \rho \cdot g \cdot h \quad [Pa] \quad (2.27)$$

V proudící tekutině je celkový tlak  $p_c$  roven součtu tlaku statického  $p_{st}$  a tlaku dynamického  $p_d$ . Statický tlak je v celém průřezu stejný, tlak dynamický je funkcí střední rychlosti  $w$  a hustoty tekutiny  $\rho$  podle vztahu [10]

$$p_d = \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad [Pa] \quad (2.28)$$

### 2.4.1 Rozdělení tlakoměrů

Podle velikosti měřeného tlaku a podle použití se tlakoměry dělí na:

- manometry - měření přetlaků - obvykle deformační tlakoměry
- vakuometry - měření malých absolutních tlaků
- manovakuometry - měření přetlaků i podtlaků
- tahoměry - měření malých podtlaků
- diferenční tlakoměry - měření tlakových rozdílů

Podle definice tlaku a podle funkčního principu se tlakoměry dělí na:

- zvonové a pístové - etalonové přístroje, měřítkem tlaku je zdvih zvonu nebo závaží

na

- kapalinové - etalonové přístroje, měřítkem tlaku je výška kapalinového sloupce
- deformační - měřítkem tlaku je velikost deformace pružného prvku
- elektrické - měřítkem odporu je změna tlakově závislé elektrické veličiny

### **Zvonové a pístové tlakoměry**

Principem je ponoření zvonu nebo pístu v kapalině, kde je buď nadnášen vztlakovou silou (zvonové), nebo je vztlaková síla kompenzována pružinou (pístové). Po zavedení tlaku pod zvon nebo píst se ten začne zdvihát a zdvih je převodovým mechanismem přenesen na stupnici kalibrovanou v hodnotách měřeného tlaku.

### **Kapalinové tlakoměry**

Jednoduché spolehlivé a přesné přístroje, používané většinou v laboratořích. Velikost tlaku je dána výškou sloupce kapaliny danou podle 2.23. Rozsah měřeného tlaku závisí především na tlakoměrové kapalině a na přesnosti čtení výšky sloupce kapaliny. Jako náplně se většinou používá destilovaná voda, rtuť a líh, nevýhodou je měnící se hustota s teplotou.

U-trubicové tlakoměry jsou skleněné trubice tvaru U zcela naplněné tlakoměrnou kapalinou. Měřený tlak  $p$  vychýlí hladinu v jedné z trubic o příslušnou výšku  $h$  podle rovnice 2.23. Nevýhodou U-trubicových tlakoměrů je nutnost čtení výchylky sloupce v obou ramenech.

Nádobkové tlakoměry odstraňují nevýhodu U-trubicových, tj. čtení výchylky sloupce v obou ramenech: jedno rameno je rozšířeno do nádoby a čte se pouze výchylka v trubici.

Mikromanometr se sklopnou trubicí má trubicí naklápěcí, a tím se umožňuje zvětšovat citlivost přístroje.

### **Deformační tlakoměry**

Základem je využití pružné deformace a následné změny geometrických rozměrů zúčastněných prvků. Mezi jejich výhody patří velký měřicí rozsah, jednoduchost a spolehlivost a malé rozměry. Nevýhodou je elastické dopružování, což se dá omezit použitím dostatečně vystárlého materiálu, který ale prodražuje výrobu.

Trubicové (Bourdonovy) tlakoměry jsou nepoužívanější deformační tlakoměry, jejichž základem je deformační trubice oválného průřezu stočená do kruhového oblouku. Působící tlak deformuje zploštělou trubicí tak, že vnější poloměr  $R$  se deformují jinak než vnitřní poloměr  $r$ .

Membránové tlakoměry pracují s deformací membrány, jež je uložena mezi příruby komory, kam se přivádí měřený tlak deformující membránu. Deformace membrány je menší než deformace trubice a mechanický převod na stupnici musí být proto větší.

Krabicové tlakoměry mají tvar tzv. krabice, jejíž dna jsou membránová a po přivedení tlaku se mění celkový rozměr krabice a změna je mechanicky převáděna na stupnici.

Vlnovcové tlakoměry jsou kovové měchy umístěné v měřicí komoře, na něž je přiváděn větší tlak. Měřicí rozsah je od 0,4 MPa do 2,5 MPa.

### Elektrické tlakoměry

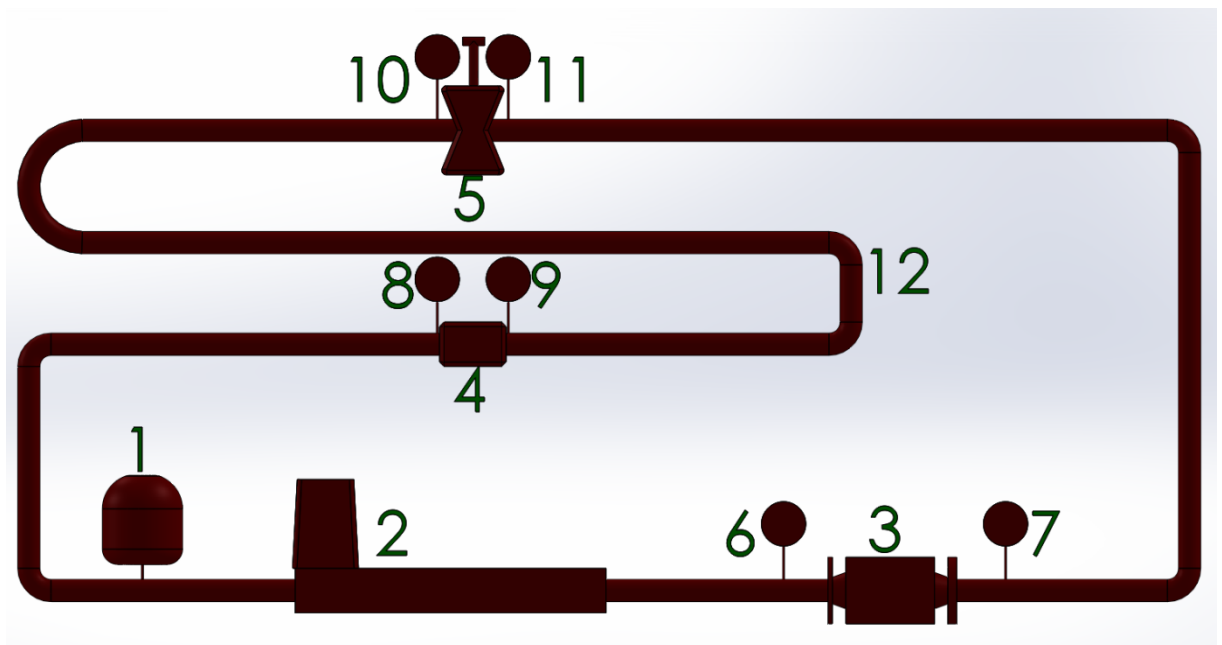
U elektrických tlakoměrů se využívá tlakové závislosti některých elektrických veličin. Používají se k měření buď velice malých, nebo naopak vysokých tlaků.

Ionizační vakuometr je otevřená trioda, do jejíhož prostoru se přivádí měřený tlak. Měřicí rozsah je od  $10^{-8}$  Pa do  $10^{-1}$  Pa absolutního tlaku.

Bolometrický vakuometr využívá tepelné závislosti vodivosti plynu. Měřicí rozsah je od  $10^{-4}$  Pa do 100 Pa.

Odporové tlakoměry jako principu využívají odporového drátu protékaného proudem. Přivedením tlaku, který stlačuje odporový drát, se zmenšuje průřez drátu a dochází ke změně odporu. Měřicí rozsah je od 80 MPa do 3 GPa.

## 3 Popis stávající trati



Obr. 3.1 Schéma stávající trati

- |   |                       |   |                    |
|---|-----------------------|---|--------------------|
| 1 | expanzní nádoba       | 2 | průtokoměr Siemens |
| 3 | čerpadlo Wilo Stratos | 4 | člona a trubice    |

- |        |                      |    |                 |
|--------|----------------------|----|-----------------|
| 4      | clona a trubice      | 5  | škrticí ventil  |
| 6 - 11 | Bourdonovy tlakoměry | 12 | potrubní systém |

## 1 Expanzní nádoba

Expanzní nádoba slouží v potrubním systému k vyrovnávání změn objemu (při ohřevu vody z 0° C na 100° C dochází až ke 4,5 % zvýšení objemu) vody, ke kterému dochází vždy při nárůstu či poklesu teploty. Hlavní funkční složkou expanzní nádoby je pružná a neprodyšná membrána z EPDM (pružná guma), která se při nárůstu teploty a tedy i objemu začne plnit vodou. Membrána také izoluje ocelové stěny nádoby od plnicího média.

Ke stlačování vody při změnách teploty a tlaku dochází podle [15] stavové rovnice kapaliny

$$\rho_0 = \rho_0 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial p}\right) \cdot (p - p_0) + \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right) \cdot (T - T_0) \quad (3.1)$$

Vztah (1.1) se zpravidla udává ve tvaru (1.2), což je linearizovaná stavová rovnice kapaliny[15]

$$\rho_0 = \rho_0 \cdot \left[ 1 + \frac{1}{E_k} \cdot (p - p_0) - \alpha \cdot (T - T_0) \right] \quad (3.2)$$

kde  $E_k$  [Pa] je objemový modul pružnosti izotermický a  $\alpha$  [ $K^{-1}$ ] je součinitel objemové roztažnosti. Objemový modul pružnosti je vždy kladný pro zápornou změnu  $(\partial p / \partial V)_T$ , součinitel objemové teplotní roztažnosti je vždy kladný pro kladnou změnu  $(\partial V / \partial T)_p$ .

## 2 Průtokoměr Siemens

Jedná se o hmotnostní průtokoměr firmy Siemens SITRANS F C MASFLO MASS 21000/6000, kde SITRANS MASS 2100 je senzor snímající sledované veličiny a SITRANS MASS 6000 je převodník signálů do digitální podoby.

Průtokoměr Siemens pracuje na principu Coriolisovy síly  $F_c$ , která působí na těleso o hmotnosti  $m$  pohybující se přímočarou rychlostí v soustavě otáčející se úhlovou rychlostí  $\omega$ , která probíhá podle [10]



$$\vec{F}_C = 2m(\vec{\omega} \times \vec{v}) = m\vec{a}_c \quad (3.3)$$

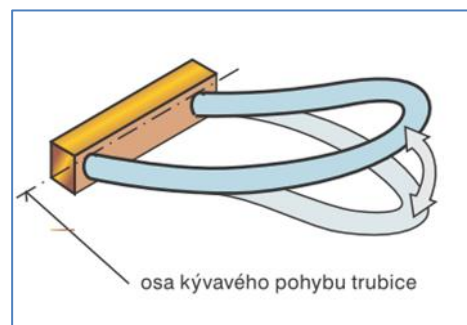
Tato síla vzniká při průtoku hmotného média ve vibrujících měřicích trubcích. Jako důsledek působení Coriolisovy síly vzniká fázový posuv v rezonančním kmitání trubíc, který je úměrný hmotnostnímu průtoku trubíc. Frekvence vlastních kmitů potom odpovídá hustotě tekutiny [10]

$$\rho = \frac{dF_C}{S \cdot dl \cdot 2\omega \cdot \vec{w}} \quad (3.4)$$

Z toho pak vyplývá rovnice hmotnostního průtoku podle [10]

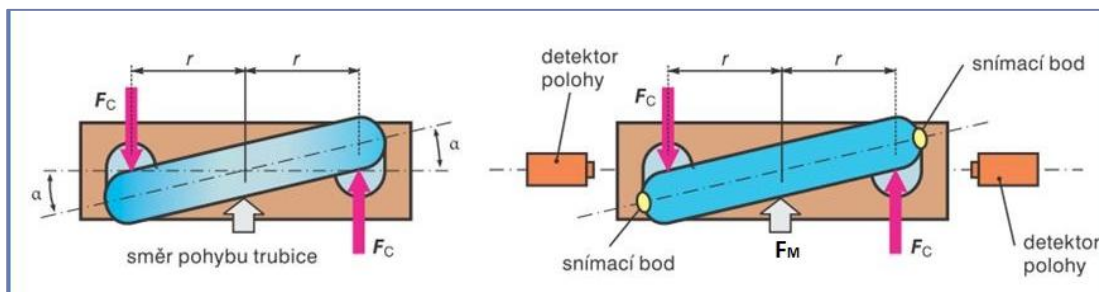
$$Q_m = \frac{dF_C}{dl \cdot 2\omega} \quad (3.5)$$

Na následujícím obrázku je naznačena funkce vnitřního uspořádání Coriolisova průtokoměru, bez průchodu tekutiny je pohyb trubice pravidelný (kývavý pohyb trubíc zajišťuje kmitání pro případnou rezonanci trubice):



Obr. 3.2 Pohyb U - trubice bez průchodu kapaliny[10]

Další obrázek ukazuje trubici při průchodu tekutiny:

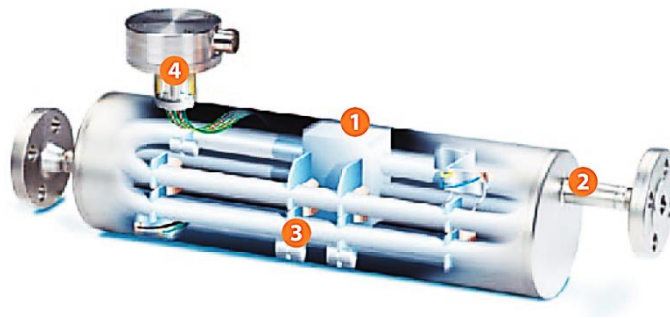


Obr. 3.3 Pohyb U - trubice při průchodu kapaliny[10]

V případě, že trubicí protéká kapalina rychlostí  $\vec{w}$ , budou na obě ramena U trubice působit harmonicky proměnné Coriolisovy síly  $\vec{F}_C$  opačné orientace ve vtokové a ve výtokové části trubice. Důsledkem působení páru sil vznikne kroutící moment a jeho vlivem dojde k natočení trubice a ke zpoždění rezonančního kmitání. Zpoždění rezonančního kmitání je zachycováno senzorem a zpracováno v převodníku signálu.

SITRANS F C MASFLO MASS 2100 se používá pro přesné měření všech druhů plynů a kapalin.

Vnitřní uspořádání snímače je beze svarů, bez odboček, s jednotným vnitřním průměrem (a tedy bez tlakových ztrát v důsledku redukce průměru) v průběhu celého senzoru, což umožňuje i snadné čištění a je samozřejmě kompatibilní se zvoleným převodníkem signálů SITRANS MASS 6000.

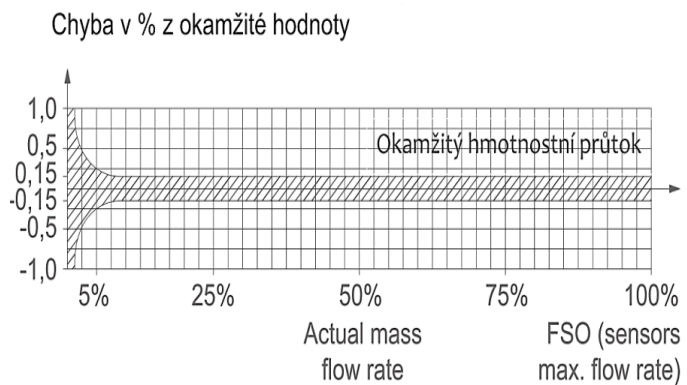


obr. 3.4 SITRANS F C MASFLO MASS 2100 [12]

1. Pryžové zabezpečení proti vibracím
2. Vstup i výstup z průtokoměru jsou stejného průměru 29,7mm
3. Vnitřní konstrukce trubek je z nerez oceli konstantního průměru a s tedy minimálními tlakovými ztrátami
4. Zabezpečení sensorů dle Ex ia IIC.

SITRANS F C MASFLO MASS 6000 - převodník pro snímač SITRANS MASS 2100

Zpracování signálu v SITRANS MASS 6000 je založeno na digitální technologii, 30 Hz obnovovací frekvence zajišťuje vysoký výkon a rychlé reakce. Konstrukce přístroje zabezpečuje měření proti hluku a snadnou instalaci. Na měření nemá vliv kolísání tlaku, teploty, viskozity a elektrické vodivosti. Zařízení pracuje s vysokou přesností - 0,1% hmotnostního průtoku.

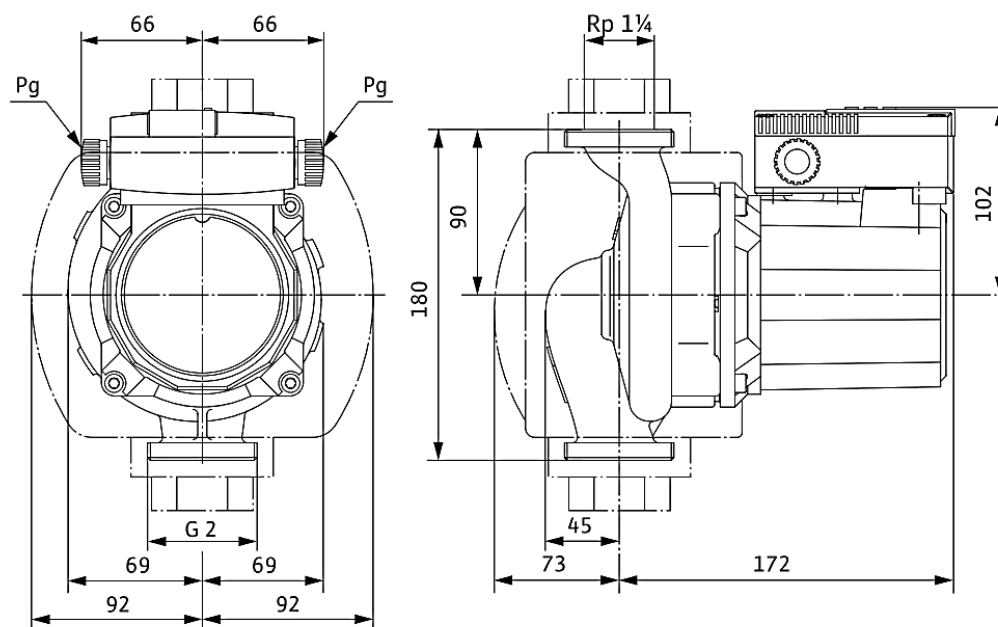


Obr. 3.5 Přesnost v závislosti na průtoku [12]



Obr. 3.6 SITRANS F C MASSFLO MASS 6000

### 3 - Čerpadlo Wilo Stratos



Obr. 3.7 Náčres čerpadla Wilo Stratos S 30/10 DM PN 10[13]

**Specifikace:**

Max. čerpací výkon: 10 m<sup>3</sup>/h

Max. dopravní výška: 11 m

Druhu proudu: 400 V

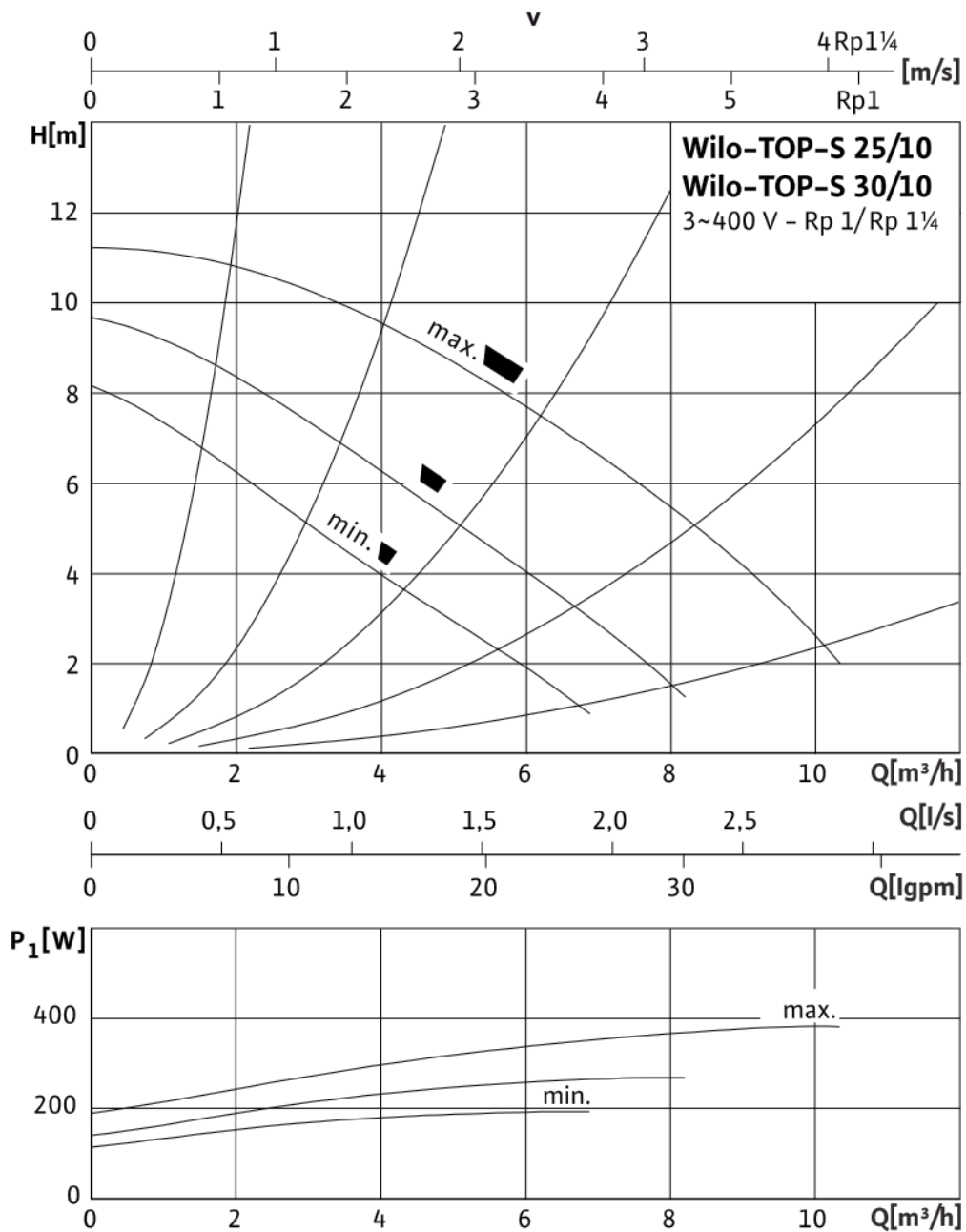
Tlak provozní: standardní - 6 bar (600 KPa)

speciální - od 10 až 16 bar

Tabulka s technickými údaji:

Veličina	Odpovídající hodnota
Přípustné teplotní rozmezí	-20 °C až +130 °C
Rychlost	2250 ot/min
Síťová přípojka	3~400 V, 50 Hz
Proud při 3~400V	0,78 A
Proud při 3~230	1,35 A
Jmenný výkon P <sub>1</sub>	180 W
Spotřeba energie	380 W
Způsob ochrany	IP 44
Třída izolace	F
Hmotnost cca	6,3 kg
Čerpané médium	otopná voda
Závitové šroubení	Rp 5/4
<b>Materiály:</b>	
Skříň čerpadla	šedá litina
Oběžné kolo	plast
Hřídel	zušlechtěná ocel
Ložisko	uhlík, impregnovaný kovem

Tab 3.1 tabulka technických údajů čerpadla Wilo Stratos



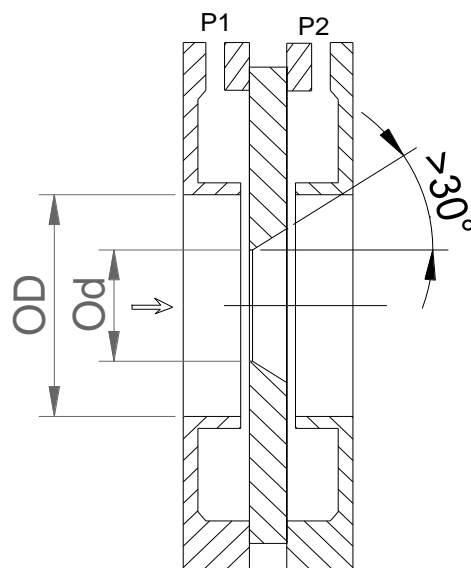
Obr. 3.8 Závislost výtlačné výšky a příkonu čerpadla na průtoku [13]

#### 4 Clona

Materiálem clony uhlíkatá ocelolitina, trubice má vnitřní uspořádání podle schématu (obr. 1-9), vnitřní průměr má  $\varnothing D = 37$  mm.

Clona je zabudována do vodorovné části potrubí a zužuje průřez potrubí. Zúženým průřezem protéká voda vyšší rychlostí, a tím se mění i ostatní stavové veličiny - statický tlak, teplota a hustota. Naměřený rozdíl tlaků před a v místě zúžení  $\Delta p_{cl}$  (diferenční tlak) závisí na rychlosti proudění a je měřítkem okamžitého průtoku.

Tlak před clonou  $p_{1cl}$  a teplota na cloně  $t_{cl}$  určují měrnou hmotnost proudící vody. Instalované přípojky pro odběr statických tlaků ve horní části tělesa slouží k měření tlakové difference. Clona má tvar mezikruží a má vnitřní průměr  $\varnothing d = 13,15$  mm. Před clonou ve vzdálenosti  $5x$  vnitřní průměr je nainstalována teploměrná jímka s teploměrem k měření teploty na cloně  $t_{cl}$ .



Obr. 3.9 Clona na trati

Clona pro kruhová potrubí je nejjednodušším a nejpoužívanějším škrticím členem potrubních tratí. Používá se pro potrubí od průměru DN 50 až do DN 1000 a poměrné zúžení  $\beta = 0,05$  až  $0,75$ . Malá délka clony usnadňuje montáž a výměnu, způsobuje však poměrně velkou tlakovou ztrátu  $\Delta p_z$

$$\Delta p_z = (1 - \beta^{1,9}) \cdot (p_1 - p_2) \quad (3.6)$$

Clona se montuje do přímé části potrubí (asi  $15 \times \varnothing D$  před a  $5 \times \varnothing D$  za clonou). Dráha pro zklidnění vody musí být tím větší, čím větší je poměrné zúžení  $\beta$ . Tlakové odběry mohou být bodové (jediný tlakový odběr před a za clonou) nebo komorové (několik otvorů po obvodu, popř. šterbina po celém obvodu). Komorové odběry se používají u clon do světlosti potrubí 300 mm.

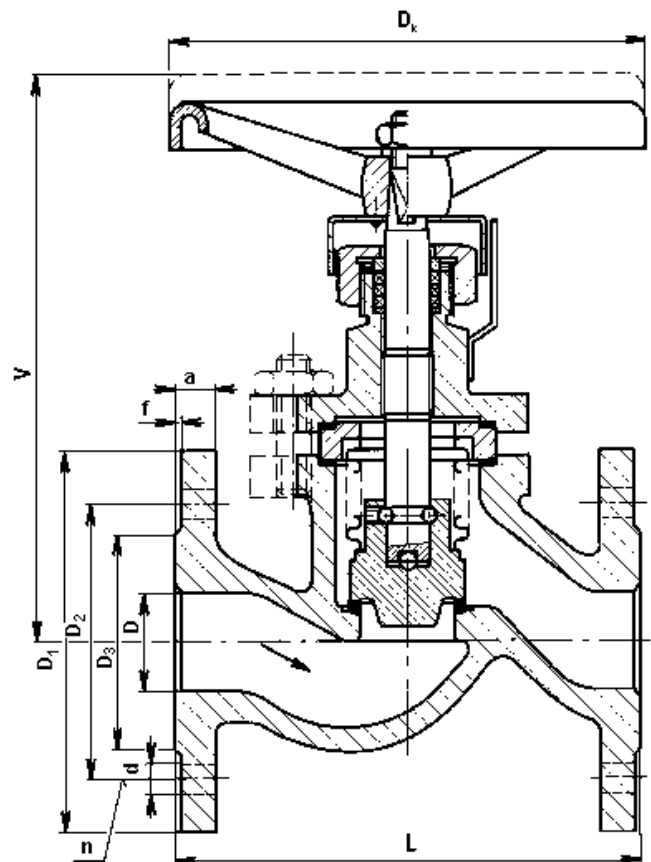
## 5 Škrticí ventil

Ventil sloužící k uzavírání a regulaci průtoku, jedná se o ventil šoupátkový štěrbinový, s průtokem málo závislým na viskozitě, bez problémů pracující i s nečistotami.

Materiálem je uhlíková ocel, regulace se provádí ručně pomocí otočného kola.

$D = 40\text{mm}$ ,

$z$  (zdvih) = 38 mm



Obr. 3.10 Schéma škrticího ventilu

## 6 Bourdonovy tlakoměry

Bourdonovy manometry jsou vlastně měděné trubice elipsovitého průřezu. Trubice jsou zahnuty do oblouku se středovým úhlem  $270^\circ$ . Stoupne-li tlak v trubici, pak se zvětší síla působící na plochu trubice na vnějším poloměru zakřivení oproti síle, působící na poloměru vnitřním, což způsobí změnu průřezu trubice (eliptický průřez se snaží změnit na kruhový) a její úměrné napřímení. Na druhém konci je trubice pevně spojena s tělesem, opatřeným závitem pro připojení tlaku. Bourdonovým manometry lze měřit i podtlaky. Měřicí rozsahy trubcových manometrů bývají od 0,5 MPa do 2000 MPa. Vyrábějí se v třídách přesnosti 0,6 až 1 (kontrolní manometry) a ve třídách přesnosti 1,5; 2,5 a 4 (průmyslné přístroje).

- 1 - trubice
- 2 - připojovací nástavec
- 3 - šev trubice
- 4 - táhlo spojené s volným koncem trubice
- 5 - ozubený segment
- 6 - osa segmentu
- 7 - pastorek
- 8 - stupnice
- 9 - průřez trubice

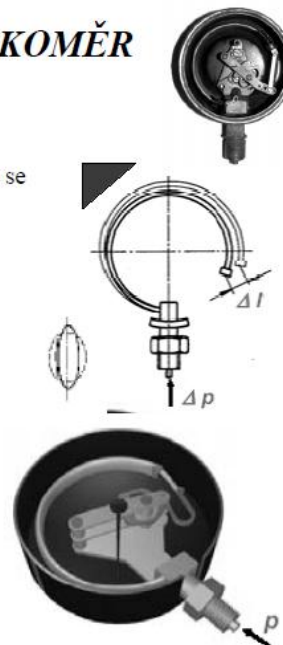
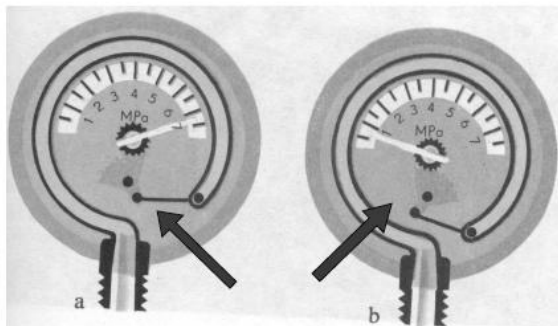


Obr. 3.11 Schéma Bourdonova tlakoměru

Velkou výhodou Bourdonova tlakoměru je nízká pořizovací cena a zároveň snadná montáž na příslušná místa. Nevýhodou je citlivost na zavzdušnění, protože případné zvýšení tlaku se projeví na stlačování vzduchových bublinek, místo napřimování vnitřních měděných trubec.

### **TRUBICOVÝ (BOURDONŮV) TLAKOMĚR BOURDONOVO PERO**

- pro měření přetlaku i podtlaku
- zploštělá mosazná trubice eliptického průřezu, která se tlakem narovná
- nejpoužívanější typ deformačních tlakoměrů
- měřicí rozsah  $0 \div 2000$  MPa



Obr. 3.12 Bourdonův tlakoměr



## 4 MĚŘENÍ NA STÁVAJÍCÍ POTRUBNÍ TRATI

### 4.1 Popis a postup měření

#### 4.1.1 Postup měření

- a) Zapnutí Coriolisova průtokoměru a nastavení nulových hodnot.
- b) Změření počátečních teplot a tlaků.
- c) Nastavení škrticího ventilu na maximální průtok.
- d) Kontrola nulových hodnot na elektroměru.
- e) Spuštění čerpadla.
- f) Kontrola odvodušnění - nehlukný provoz čerpadla, odvodušnění hadiček manometrů u škrticího ventilu.
- g) Odečet naměřených hodnot - teploty, tlaků, průtoku a příkonu.
- h) Regulace průtoku na škrticím ventilu.
- i) Odečet nových hodnot.
- j) Opakování měření až do nastoupaní teploty na 24,5°C.
- k) Vypnutí a stabilizace teploty.
- l) Pokračování v regulaci průtoku a doměření zbývajících hodnot.

#### 4.1.2 Popis měření

Pro získání co nejpřesnějších výsledků měření bylo žádoucí provozovat průběh měření bez teplotních výkyvů a bez rušivých vlivů zavdušnění potrubní trati. Potrubní trať se odvodušňuje pomocí hadiček vedoucích k Bourdonovým manometrům, trať by bylo vhodné doplnit o odvodušňovací ventil, umístěný do horní části potrubí. Odvodušnění bylo potřeba kontrolovat v průběhu celé zkoušky.

Teplotním změnám jsem čelil přerušením měření, stabilizací teploty na nižší úrovni a opětovným spuštěním čerpadla. Teplota vody v uzavřené potrubní trati má být 20°C, maximální možná výchylka je podle normy  $\pm 5^\circ\text{C}$ . [16]

Při regulaci průtoku pomocí škrticího ventilu bylo třeba počkat na zklidnění a ustálení průtoku, a teprve potom bylo možno odečítat hodnoty tlaků.

Hodnoty diferenčních tlaků naměřených na cloně posloužily k výpočtu průtoku a k ověření hodnot naměřených pomocí Coriolisova hmotnostního průtokoměru (obr.4.3), hodnoty tlaků měřených před a za škrticím ventilem slouží k odečtu místních tlakových ztrát tohoto ventilu. Pro naměření celkových ztrát na potrubní trati slouží tlakoměry umístěné před a za čerpadlem podle [16]a dopočtené na dopravní výšku čerpadla podle vztahu (1.9).

## 4.2 Výpočet hydraulických ztrát a dopravní výšky čerpadla

### 4.2.1 Výpočet dopravní výšky z celkové tlakové ztráty na čerpadle

Z hodnot naměřených na potrubní trati jasně vyplývá nemožnost proměření celé charakteristiky čerpadla vlivem hydraulických ztrát.(obr 4.2)

Výpočet hydraulických ztrát v potrubí se provede přímo ze vztahu  $e_z = \frac{\Delta p_\zeta}{\rho}$ , který vychází z Bernoulliho rovnice.

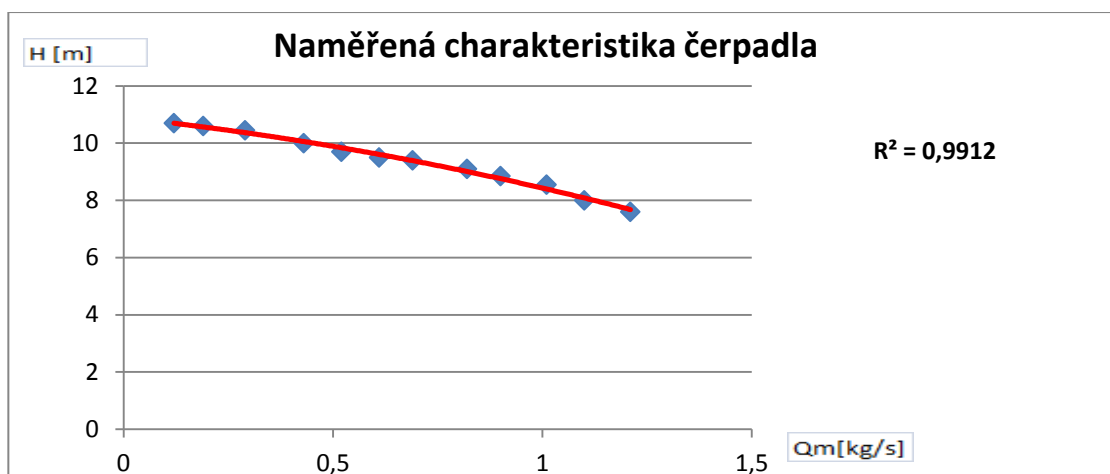
Č. měření	1	2	3	4	5	6
$\Delta p_\zeta$	76	80	85,5	88,5	91	94
$\rho$	998,8	998,4	998,1	998,0	997,8	997,7
$e_z[\text{J.kg}^{-1}]$	76,09	80,13	85,66	88,68	91,20	94,22
Č. měření	7	8	9	10	11	12
$\Delta p_\zeta$	95	97	100	104,5	106	106
$\rho$	997,6	997,5	997,4	997,3	997,3	997,3
$e_z[\text{J.kg}^{-1}]$	95,23	97,24	100,26	104,78	106,29	106,29

Tab. 4.1 Hodnoty hydraulických ztrát

Výpočet dopravní výšky se provede podle vztahu(1.9)  $H = \frac{e_z}{g}$

Č. měření	1	2	3	4	5	6
$e_z[\text{J.kg}^{-1}]$	76,09	80,13	85,66	88,68	91,20	94,22
H[m]	7,76	8,17	8,73	9,04	9,30	9,60
Č. měření	7	8	9	10	11	12
$e_z[\text{J.kg}^{-1}]$	95,23	97,24	100,26	104,78	106,29	106,29
H[m]	9,71	9,91	10,22	10,68	10,83	10,83

Tab. 4.2 Hodnoty dopravní výšky čerpadla



Obr. 4.1 Naměřená charakteristika čerpadla (průtok naměřen na průtokoměru SIEMENS)

#### 4.2.2 Výpočet charakteristiky potrubí

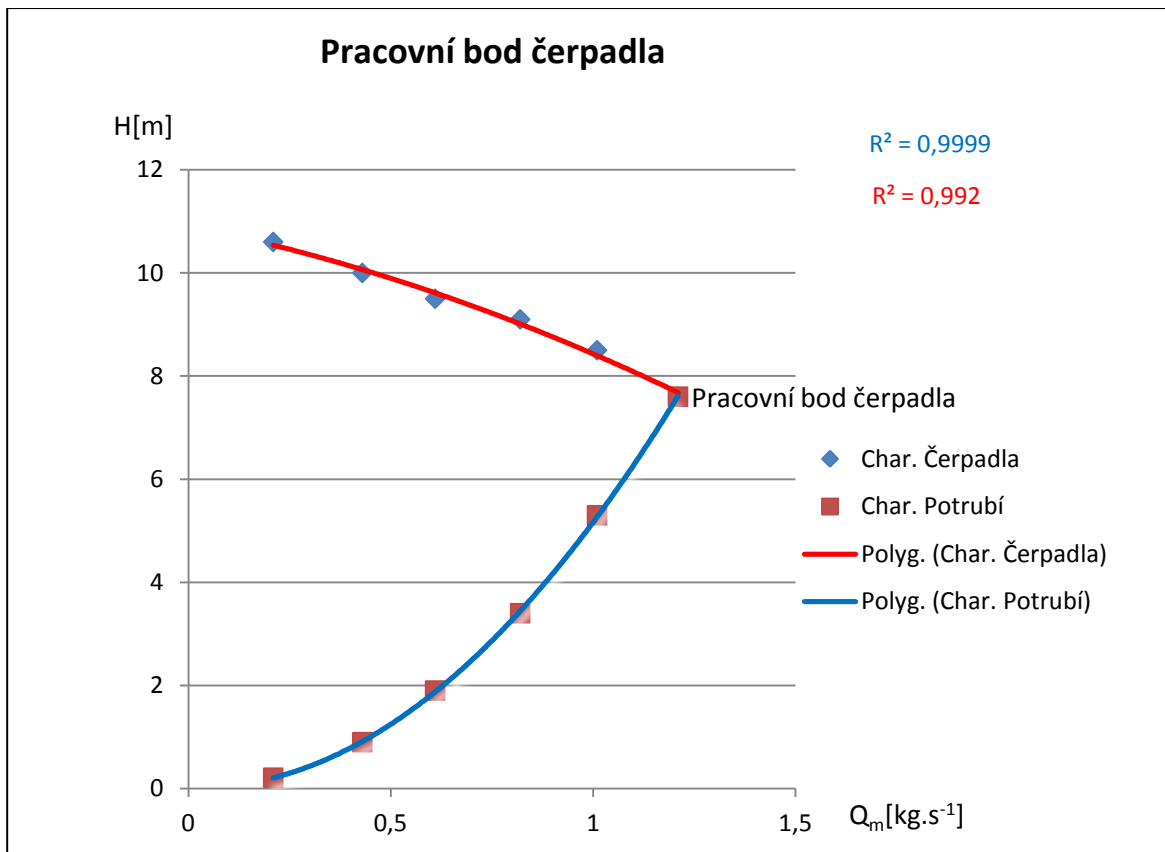
Výpočet vychází ze vztahů (1.9) a (2.21) z hodnot naměřených na trati a dopočtených pro konkrétní průtok, výpočtová tabulka MS Excel je součástí přílohy.(tab. Příloha 1.2)

Č. měření	1	2	3	4	5	6
Q <sub>m</sub> [J.kg <sup>-1</sup> ]	1,21	1,01	0,82	0,61	0,43	0,21
H [m]	7,63	5,31	3,43	1,92	0,86	0,22

Tab. 4.3 Hodnoty odporové křivky potrubí (Výpočtové tab. MS Excel jsou součástí přílohy)

Z hodnot naměřených na trati (Q<sub>m</sub>) a vypočtených dopravních výšek (H) lze nyní sestavit charakteristiku čerpadla a charakteristiku potrubní trati s pracovním bodem čerpadla. Charakteristika čerpadla je závislost výtlačné výšky čerpadla na průtoku, který byl odečten na průtokoměru Siemens. Charakteristika potrubní trati byla odměřena ( $\Delta p_{\zeta}$ , Q<sub>m</sub>) a dopočtena podle (2.21).

### 4.3 Graf pracovního bodu čerpadla



Obr. 4.2 Pracovní bod čerpadla

### 4.4 Výpočet ztráty a průtoku na cloně

Stanovení tlakových a rychlostních poměrů na cloně.

#### 4.4.1 Výpočet tlakové ztráty na cloně

Tlaková ztráta na cloně se počítá pomocí zjednodušeného normovaného vztahu (2.16) vycházejícího z diferenčních tlaků a konstanty závislé na poměrném zúžení  $\beta$ . (obr. 4.5)

Č. měření	1	2	3	4	5	6
$\Delta p_{cl}$ [kPa]	67,5	57,5	47	37	30,5	23,5
$\Delta \tilde{\omega}$ [kPa]	57,81	49,25	40,25	31,69	26,12	20,13
Č. měření	7	8	9	10	11	12
$\Delta p_{cl}$ [kPa]	20	14	7	5	2	1
$\Delta \tilde{\omega}$ [kPa]	17,13	12,00	6,00	4,28	1,71	0,86

Tab. 4.4 Výpočet tlakové ztráty na cloně

#### 4.4.2 Výpočet průtoku na cloně

Protože výpočet průtoku na cloně (2.16) závisí na součiniteli průtoku  $C$ , který sám závisí na Reynoldsově čísle, které samo závisí na průtoku, nelze při výpočtu postupovat přímo, ale musí se postupně iterovat.

Protože známe tlakovou diferenci na cloně  $\Delta p$ , hustotu  $\rho$ , vnitřní průměr clony  $i$  a potrubí, můžeme vypočítat poměrné zúžení  $\beta = d/D = 0,36$  a velikost přibližného součinitele  $C$  odečteme z normovaných tabulek [16] pro  $Re \sim 35\,000$ .

$C = 0,6035$  - pomocí této hodnoty lze nyní dopočítat  $Q_m$  ze vzorce (2.16), ze získaného hmotnostního průtoku se určí první hodnota Reynoldsova čísla a ta se dosadí do přesného výpočtu součinitele průtoku  $C$  podle (2.17).

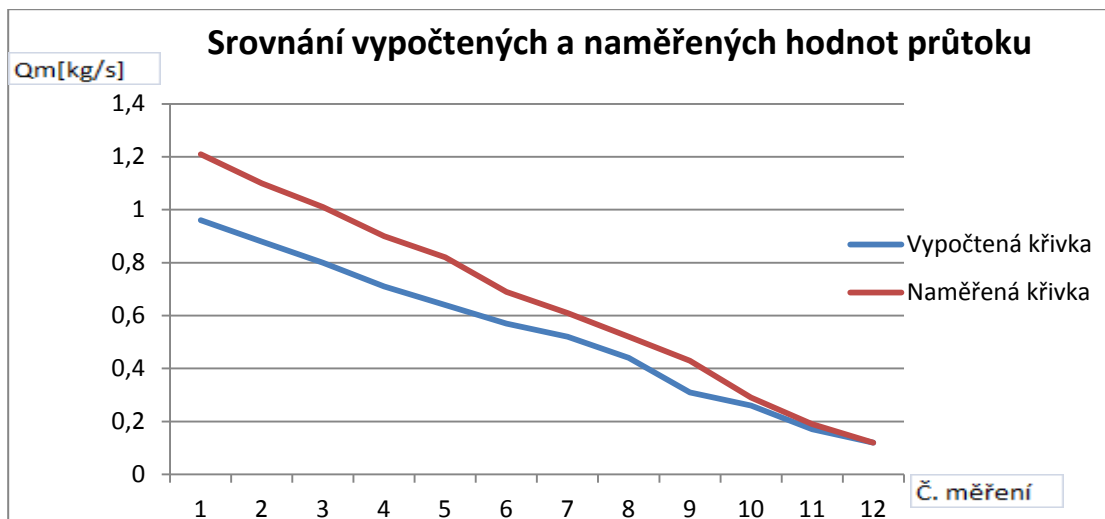
Získaná nová hodnota součinitele průtoku  $C$  se dosadí zpět do rovnice (2.14), vypočte se nová hodnota Reynoldsova čísla a pomocí něj nová hodnota součinitele průtoku  $C$ . Celá iterace se opakuje do ustálení tří prvních desetinných míst. Postup opakujeme stejným způsobem pro všech 12 naměřených hodnot průtoků (tab. Příloha 1.4).

Č. měření	1	2	3	4	5	6
$\Delta p_{cl}[kPa]$	67,5	57,5	47	37	30,5	23,5
$Q_m[kg \cdot s^{-1}]$	0,98	0,88	0,80	0,71	0,64	0,57
Č. měření	7	8	9	10	11	12
$\Delta p_{cl}[kPa]$	20	14	7	5	2	1
$Q_m[kg \cdot s^{-1}]$	0,52	0,44	0,31	0,26	0,17	0,12

Tab. 4.5 Tabulka vypočtených hodnot průtoku

#### 4.5 Grafy srovnání naměřených a vypočtených hodnot průtoku

Naměřená hodnota průtoku vychází z údajů průtokoměru Siemens, vypočtené hodnoty pocházejí z měření na cloně. Rozdílné hodnoty údajů clony a průtokoměru jsou způsobené chybným měřením na bourdonských manometrech u clony.

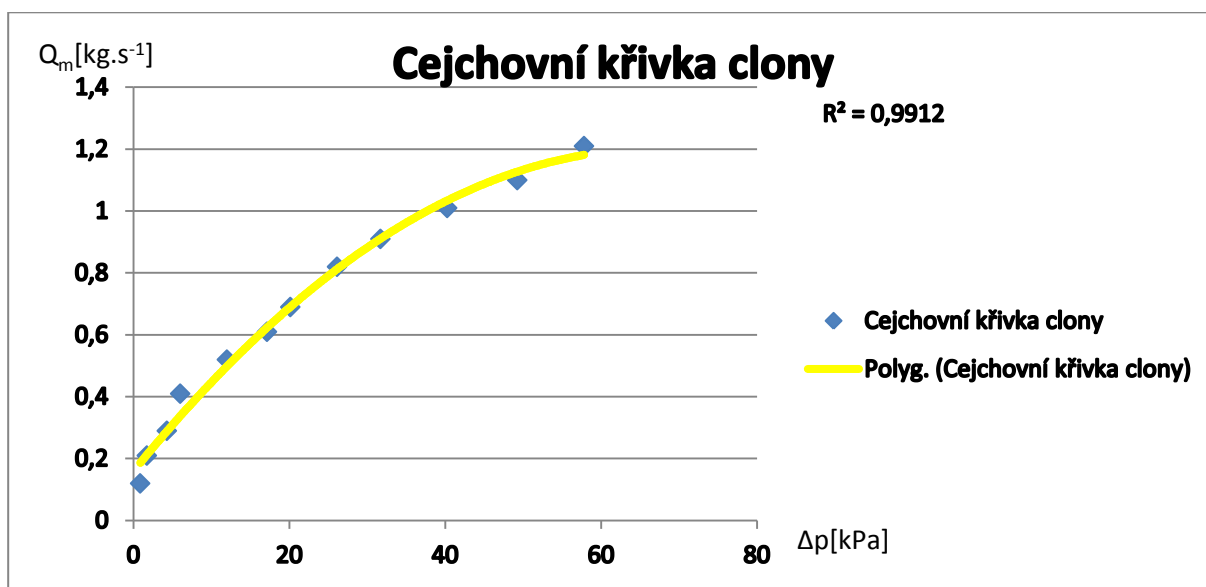


Obr. 4.3 Srovnání naměřeného a vypočteného průtoku

Protože výpočty průtoku a tlakové ztráty u clon pracují pouze s tlakovými rozdíly, bude u clony stačit pouze měření tlakové diference a nikoliv měření absolutního tlaku. Takovými přístroji jsou například *Geisinger GMH 3151* (obr. 5.3), *Wika 712* nebo *TPIi 665 L*.

#### 4.6 Stanovení cejchovní křivky clony

Stanovení cejchovní křivky clony vychází z normovaného výpočtu průtoku clony a z výpočtu tlakové ztráty na cloně, stanovené pomocí diferenčních tlaků (2.16). Výsledky jsou zobrazeny v tabulce u výpočtu v kap. 3.3.4, Tab. 3.3. Z cejchovní křivky clony se určuje tlaková ztráta na cloně.



Obr. 4.5 Cejchovní křivka clony

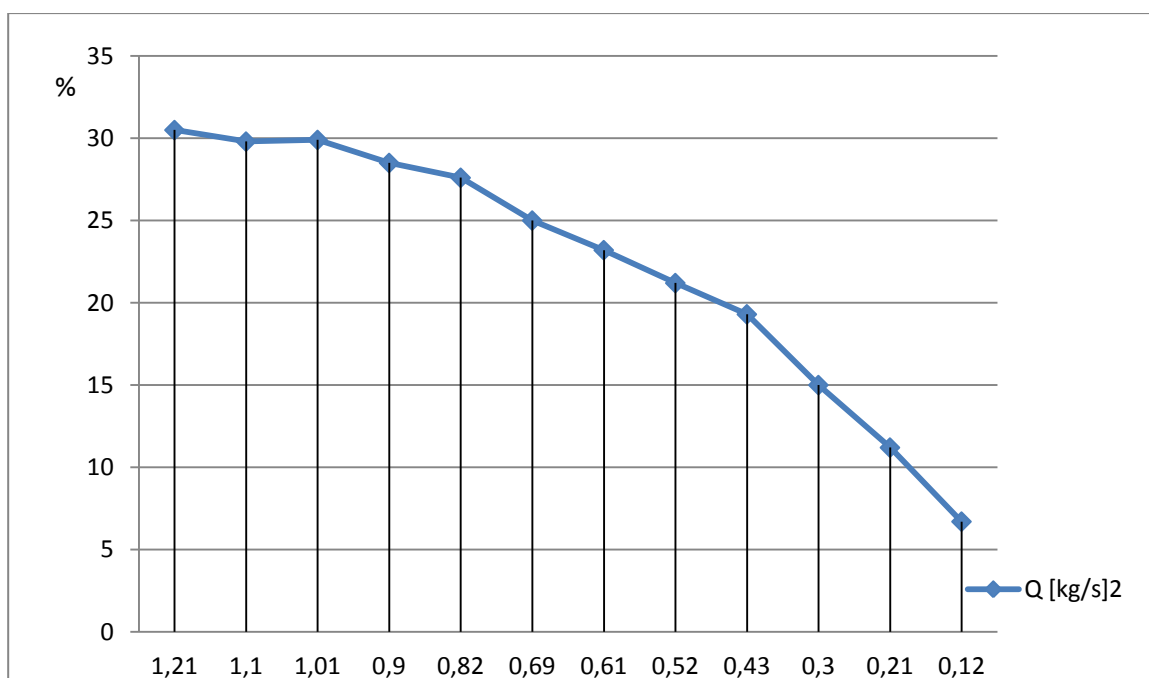
#### 4.7 Stanovení účinnosti čerpadla

Výpočet účinnosti čerpadla vychází ze změřených hodnot hmotnostního průtoku a z rozdílových hodnot tlaků před a za čerpadlem, z nichž vypočteme výkon čerpadla a z příkonu změřeného na elektroměru (tab. Příloha 2.1)

$$P_{výkon} = Q_v * H * g * \rho = \Delta p_{\xi} * Q_v$$

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho}$$

$$\eta = \frac{P_{výkon}}{P_{příkon}}$$



Obr. 4.6 Účinnost čerpadla v závislosti na průtoku

## **4.8. Nedostatky měření na stávající potrubní trati**

### **4.8.1 Nárůst teploty**

Vlivem disipace energie narostla při měření na potrubní trati teplota o 8,9°C (tab. příloha 2.1), což je o 3,9°C více, než povoluje norma a do trati bude tedy nutno přidat chlazení.

### **4.8.2 Proměření celé charakteristiky čerpadla**

Protože vlivem potrubních armatur dochází na trati ke ztrátám, bude nutné doplnit trať o pomocné čerpadlo zapojené do série pro možnost proměření celé charakteristiky čerpadla. (obr. 4.2)

### **4.8.3 Přesnější měření tlaků**

Protože vlivem stárnutí dochází u bourdonských tlakoměrů ke ztrátě pružně - elastických vlastností měděných segmentů a protože jsou citlivé na zavzdušnění, dochází k chybnému měření tlaků, což se projevilo např. nižším vypočteným průtokem na cloně, který z naměřených tlaků vychází. (obr. 4.3)

### **4.8.4 Chybějící odvzdušnění**

Protože potrubní trať se doplňuje vodou z vodovodního řádu, která obsahuje hodně vzduchových bublin i hodně rozpuštěného kyslíku, dochází na trati k zavzdušnění a bude ji nutno doplnit o odvzdušňovací ventil.

### **4.8.5 Nemožnost měřit jiná čerpadla**

Protože šroubení pro čerpadlo Wilo Stratos 1-30 je do trati zapájeno a protože potrubní profil trati je pouze DN 25mm, je možnost zabudovat a měřit čerpadla jiných vnitřních průměrů a roztečí téměř vyloučena.



## 5 Návrh nové potrubní tratě

### 5.1 Požadavky a příslušenství nové tratě

Shrnutí nároků kladených na novou potrubní trať a příslušenství k ní patřící.

#### 5.1.1 Proměření celé charakteristiky čerpadla

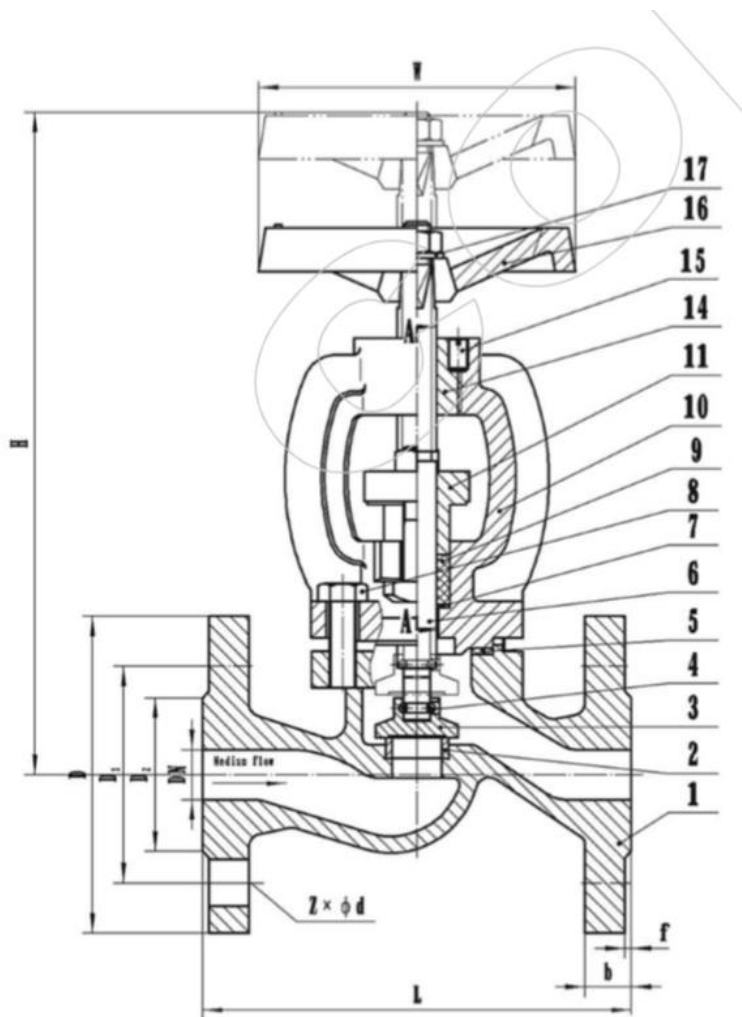
Protože na potrubní trati dochází ke ztrátám a protože charakteristiku čerpadla je nutno proměřit v celém rozsahu, bude nutno do potrubní trati nainstalovat ještě jedno, do série zapojené čerpadlo, jehož výtlačk bude kompenzovat hydraulické ztráty potrubní trati. Protože trať bude sloužit i pro měření čerpadel různých jmenovitých průměrů a různých výtlačných výšek, budou tato čerpadla zapojena na trati paralelně s možností uzavření kulovým ventilem a regulací škrticím ventilem. Šroubení pro čerpadlo bude na potrubí napojeno Gebo-spojky, které umožňují snadnou demontáž.[podle výkresu a přiložené Technické dokumentace, obr. 5.6]

#### 5.1.3 Měření průtoku

Měření průtoku na trati je zajištěno zkaličovaným průtokoměrem MASSFLOW 6000 firmy Siemens, které bude doplněno měřením na normalizovaných clonách (např. firmy JSP), jež budou do tratě zabudovány podle [16]. Protože průtokoměr Massflow 6000 umožňuje též měření teploty, odpadá nutnost zabudovávat do potrubní tratě teploměr, který by pak plnil pouze kontrolní funkci.

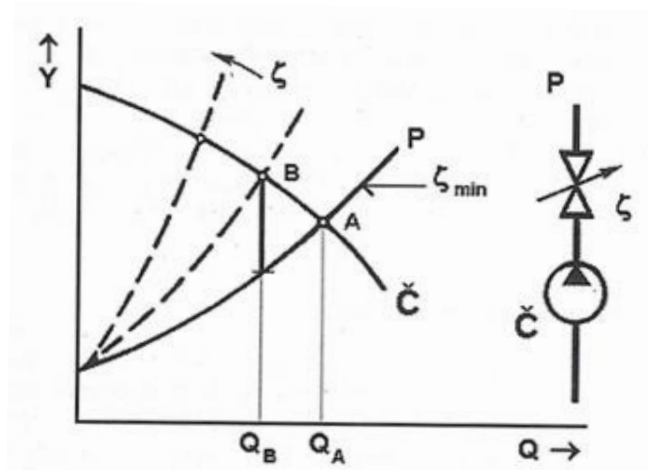
#### 5.1.2 Regulace průtoku

Průtok na trati bude regulován škrticími ventily (navrženy ventily firmy COREX Pardubice), jejichž velikost odpovídá DN potrubí a které na trati budou umístěny dle ČSN ISO 3966. Tlaková ztráta na škrticím ventilu je vypočtena pomocí (2.11) a velikosti součinitele místních ztrát uvedených v [1]. Navržený škrticí ventil reguluje průtok změnou polohy hradicího prvku, kterým je v tomto případě talíř a na který působí přivedený tlak odspodu, což napomáhá otevírání ventilu. S uzavíráním ventilu se zvyšuje hydraulický odpor armatury a dochází k disipaci energie. S rostoucím odporem se zvyšuje strmost charakteristiky potrubí a pracovní bod se posouvá po charakteristice čerpadla (obr.5.2)



1	Tělo
2	Sedlový kroužek
3	Kuželka
4	Podložka kuželky
5	Těsnění
6	Vřeteno
7	Těsnění
8	Šroub
9	Ucpávka
10	Víko
11	Víko ucpávky
12	T - šroub
13	Matice
14	Vřetenová matice
15	Pojistný kolík
16	Ruční kolo
17	Plochá podložka

Obr. 5.1 Škrťací ventil



Pracovní bod A se při uzavření ventilu posune po charakteristice čerpadla do bodu B, strmost odporové křivky roste.

Obr. 5.2 Odporová křivka při uzavírání ventilu [1]

#### 5.1.4 Měření tlaků

Rozmístění tlakoměrů na trati je podle přiloženého výkresu a podle ČSN ISO 3966. Protože na trati je potřeba znát absolutní hodnotu měřeného tlaku, použily by se před a za čerpadlem manometry bourdonského typu, třídy přesnosti 0,2 a rozsahem 0 - 300kPa, čemuž odpovídá chyba měření  $\pm 0,6$ kPa. K měření diferenčních tlaků na clonách a průtokoměru MASSFLOW 6000 je možno použít manometrů Greisinger GMH 3151.(obr. 5.3) Provedení odběru tlaků je podle výkresů Komora clony A,B,C a Odběr tlaků 1,2,3.



Technické parametry	
Rozměry [mm]	142x71x26
Základní přesnost	$\pm 0,1\%$
Rozsah měření	Stanoven zvoleným senzorem
Hmotnost	150g
Výstup	Analogový
Baterie	9V blok
Logger	2x- cyklický, manuální

Obr. 5.3 Manometr Greisinger

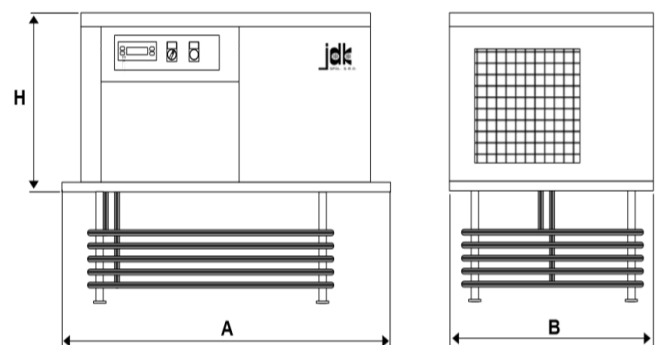
Přístroj Greisinger GMH 3151 má funkci průměrování. Protože pracuje s plynem, musí být oddělen od kapaliny sloupcem vzduchu. Přesnost přístroje je vyšší než u všech cenově srovnatelných manometrů. Výhodou je možnost změny senzoru a tedy měřicího rozsahu. Připojení pro hadičku  $\varnothing 4$ mm podle [23].

### 5.1.5 Chlazení potrubní trati

Protože na trati bude vzhledem k disipaci energie docházet k nárůstu teploty (na současné trati dochází k nárůstu teploty o cca. 9°C, přičemž norma připouští pouze  $20^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ ), je potřeba do okruhu přidat nádrž s vychlazovanou kapalinou. Jako chladicí jednotka bylo navrženo zařízení TWE firmy JDK o výkonu 4kW, nádrž 300l od firmy Domintex. Od pořízení chladicí jednotky by se mohlo upustit pouze v případě pořízení tzv. suchoběžných, ucpákových čerpadel, která mají výrazně omezen kontakt vody s funkčními ocelovými částmi a která budou do budoucna na trhu jediná k dispozici. Ucpávková čerpadla mají úsporu energie 50-90% [13] a legislativa EU s nimi na příště počítá jako s jedinými možnými vyráběnými typy oběhových čerpadel.

Tři etapy Směrnice 2005/32/ES podle [13]

1. Třídou účinnosti IE2 musí od 16. června 2011 splňovat všechny nově prodané elektromotory na trhu, s výjimkou několika konstrukčních typů a oblastí použití. Motory čerpadel s běžnou třídou účinnosti EFF2 – dle nové normy označovanou jako IE1 – se již v Evropské unii nesmí prodávat.
2. Od 1. ledna 2015 platí ještě přísnější třída účinnosti IE3. V tomto okamžiku ji musejí splňovat motory se jmenovitým výstupním výkonem 7,5 až 375 kW. Alternativně budou muset vyhovovat třídě účinnosti IE2 a být vybaveny regulací otáček.
3. Od 1. ledna 2017 budou tyto požadavky platit i pro motory se jmenovitým výstupním výkonem 0,75 až 375 kW.



Obr. 5.4 Chladicí jednotka WHE 4

Chladicí jednotka WHE firmy JDK má výkon 4,0 kW a rozměrově se doplňuje s nádobou Domintex 300l .(obr. 5.4) Ve výbavě má pístový hermetický kompresor, trubkový Cu výparník, vzduchem chlazený kondenzátor, rozvaděč a elektronický termostat. Rozměry AxBxH jsou 800x500x600, geometrie výparníku je volitelná.

### 5.1.6 Ostatní příslušenství

Nutnou součástí potrubní trati bude odvzdušňovací ventil, umístěný podle výkresu Schéma potrubní tratě(obr. 5.6), a dále Usměrňovač proudění pro zklidnění průtoku před clonou. Ostatní nutné části potrubní tratě jsou uvedeny ve Specifikaci materiálu v Technické dokumentaci.

### 5.2 Odporová charakteristika nové potrubní tratě

Ztráty energie na nové potrubní trati (pro přímý úsek potrubí DN 50mm) vypočteme pomocí Weisbachova vztahu (2.17) a obecně vyjádříme pomocí vztahu (2.21)  $e_z = k \cdot Q^2$

$$e_z = \frac{w^2}{2} \left( \lambda \frac{L}{D} + \sum \xi \right) = \frac{Q^2}{2A^2} \left( \lambda \frac{L}{D} + \sum \xi \right) = kQ^2$$

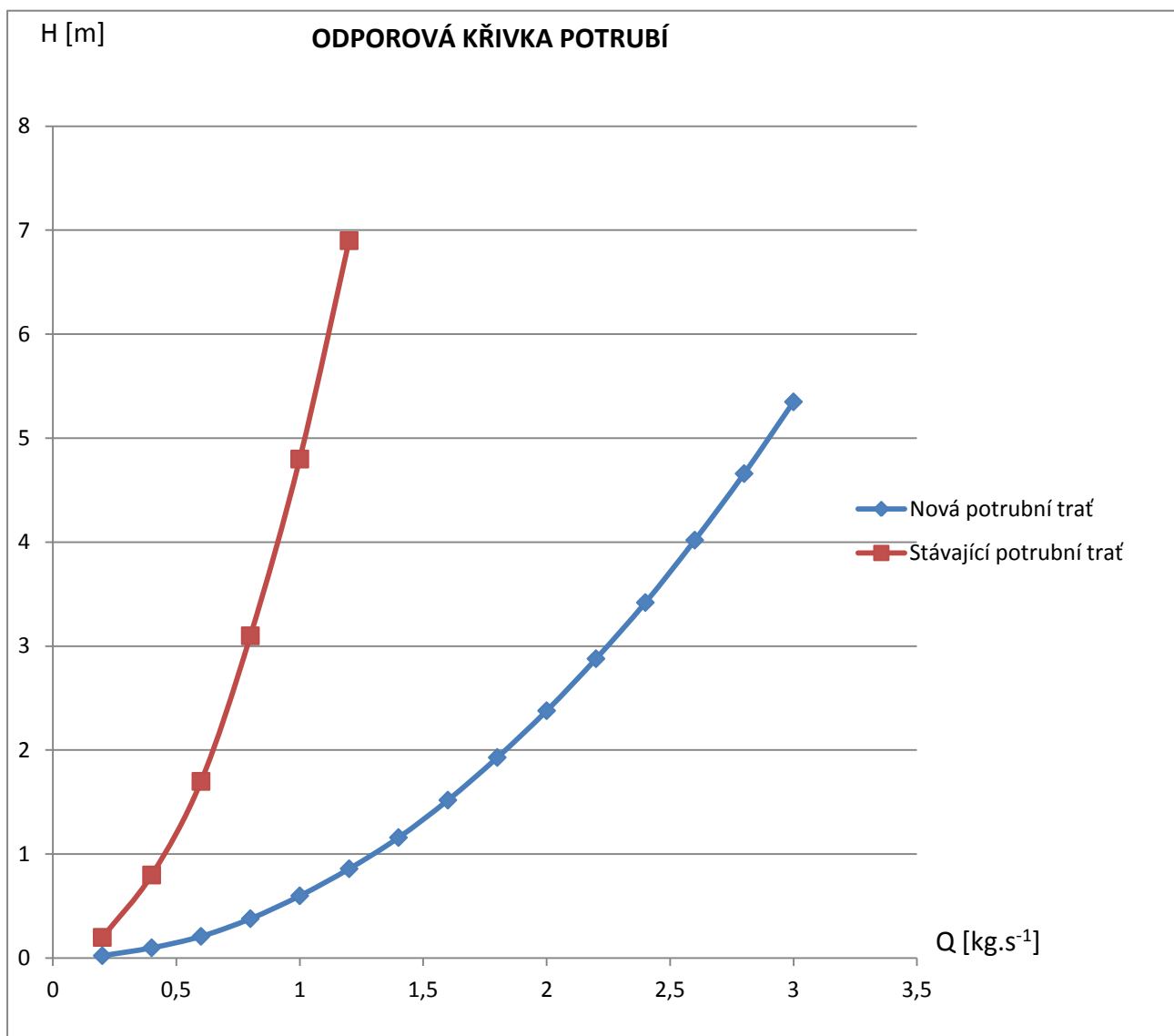
Q [dm <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	2,0	1,8	1,6	1,4	1,2	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2
e <sub>z</sub> [J.kg <sup>-1</sup> ]	18,1	14,7	11,6	8,9	6,5	4,5	2,9	1,6	0,7	0,2

Tab. 5.1 Vypočtené hodnoty ztrátové měrné energie na nové potrubní trati

Ztrátovou dopravní výšku vypočteme podle vztahu (2.18)

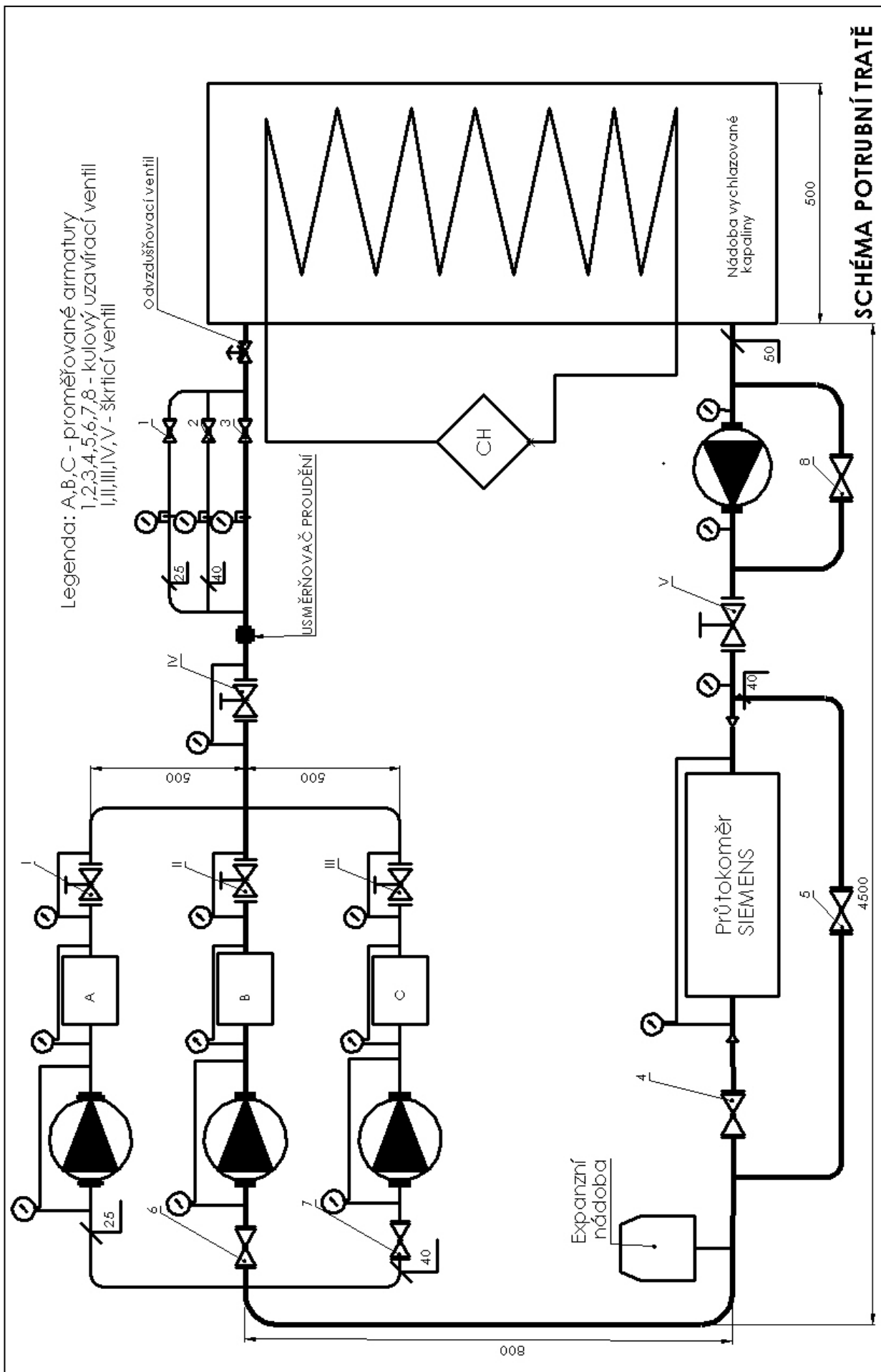
e <sub>z</sub> [J.kg <sup>-1</sup> ]	18,1	14,7	11,6	8,9	6,5	4,5	2,9	1,6	0,7	0,2
H [m]	1,85	1,50	1,18	0,91	0,66	0,46	0,30	0,16	0,07	0,02

Tab. 5.2 Vypočtená dopravní výška



Obr. 5.5 Odporová křivka potrubí

Protože měrná ztrátová energie potrubí závisí podle Weisbachova vztahu na rychlosti proudění(2.3), a protože podle rovnice kontinuity bude rychlost proudění  $w$  pro stejný průtok  $Q_m$  ve stávajícím potrubí ( $DN = 25\text{mm}$ ) výrazně rychlejší, jsou hydraulické ztráty nové potrubní trati nižší(obr. 5.5). Pro novou potrubní trať byla křivka vypočtena pouze pro přímý ( $DN = 50\text{mm}$ ) úsek bez paralelních větví podle vztahů (2.25) a (2.2).

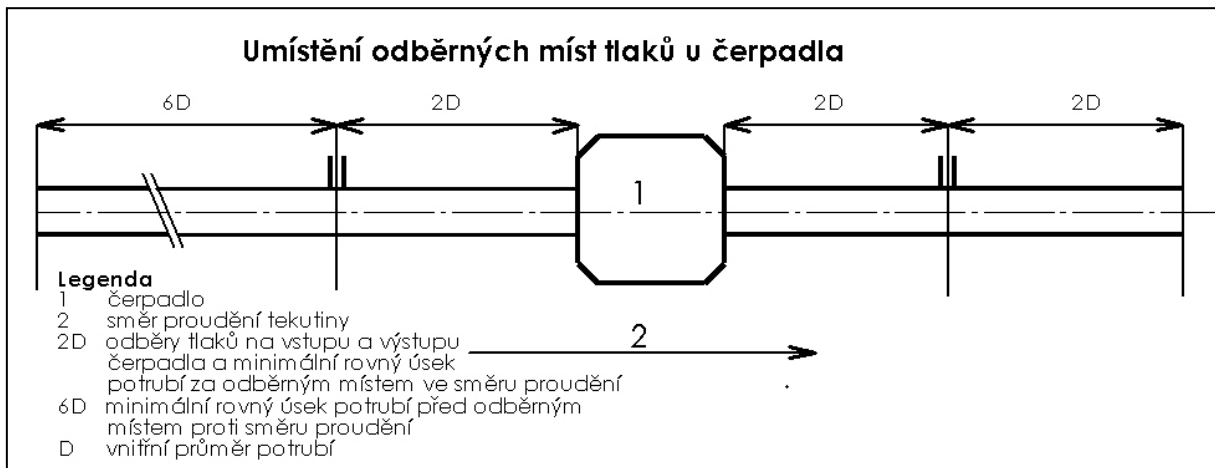


Obr. 5.6 Schéma potrubní tratě

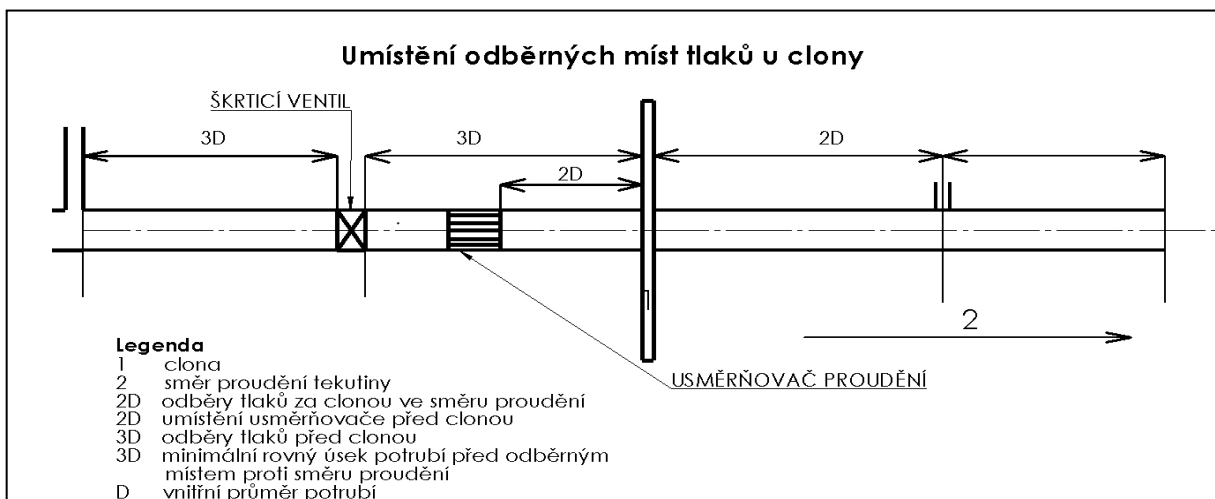




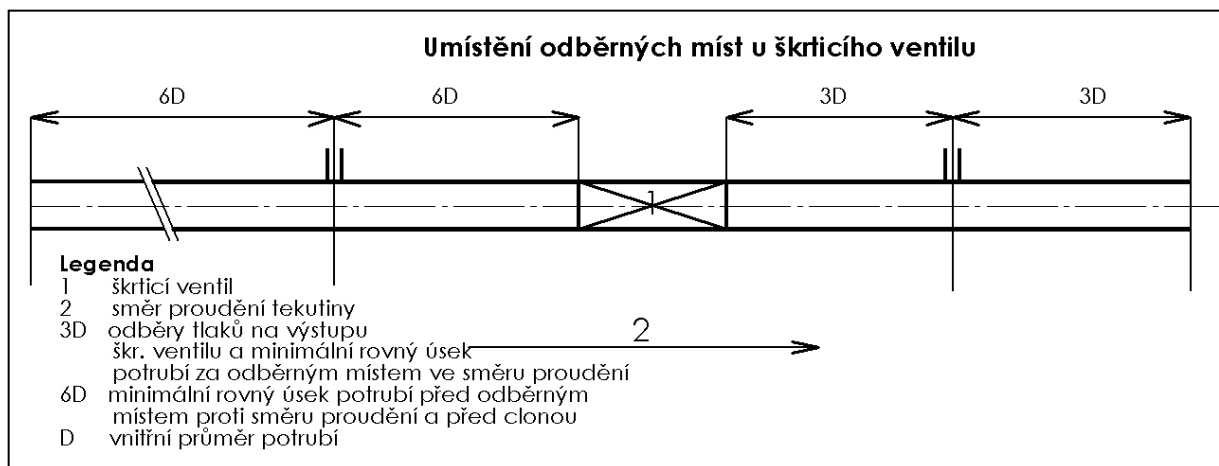




Obr. 5.9 Umístění odběrných míst tlaků u čerpadla



Obr. 5.10 Umístění odběrných míst tlaků u clony



Obr. 5.11 Umístění odběrných míst tlaků u škrticího ventilu

## **SPECIFIKACE MATERIÁLU**

Nová potrubní trať TUL

Katedra energetických zařízení

Akce:	Návrh uzavřené měřicí trati pro laboratoř KEZ
Vypracoval:	Petr Dostál
Počet stran:	4
Datum:	7.6.2015

*Tab. 5.13 Specifikace materiálu potrubní trati*

p.č.	Zařízení	rozměr	ks	cena	poznámka
1	Wilo Stratos 25/1-4	G6/4'	1		šroubení
2	Wilo Stratos 40/1-8	DN 40	1		Příruba
3	Wilo Stratos 40/1-16	DN 50	2		Příruba
4	Gebo - mosazné svěrné spojky	DN 50 x 54	16		Vnější závit G2
5	Gebo - mosazné svěrné spojky	DN 40 x45	10		Vnější závit G6/4
6	Gebo - mosazné svěrné spojky	DN 25 x 30	6		Vnější závit G1
7	Příruba - vnitřní závit (Komap)	DN 50 x 18	16		Rozteč Ø 125
8	Příruba - vnitřní závit (Komap)	DN 40 x 18	10		Rozteč Ø 110
9	Šroubení k čerpadlu uzavírací	1' vnitřní 6/4' vnější	1		
10	Šroubení k čerpadlu	1' vnitřní 6/4' vnější	1		
11	Redukce DN50/DN32		2		

Tab. 5.13 Specifikace materiálu potrubní trati

p.č.	Zařízení	rozměr	ks	cena	poznámka
12	Škrticí ventil	DN 50	3		Corex
13	Škrticí ventil	DN 40	1		Corex
14	Škrticí ventil	DN 25	1		Corex
15	Kulový uzavírací ventil	DN 50	3		
16	Kulový uzavírací ventil	DN 40	2		
17	Kulový uzavírací ventil	DN 25	1		
18	Měděné trubky DN 50 x 2	5 m	2		
19	Měděné trubky DN 40 x 1	5 m	1		
20	Měděné trubky DN 25 x 1,5	5 m	1		
21	Koleno měděné DN 50 x 90°		4		
22	Redukce DN50/DN25		4		

*Tab. 5.13 Specifikace materiálu potrubní trati*

p.č.	Zařízení	rozměr	ks	cena	poznámka
23	Koleno měděné DN 40 x 90°		4		
24	Koleno měděné DN 25 x 90°		4		
25	Komora clony A	DN 50	1		
26	Komora clony B	DN 40	1		
27	Komora clony C	DN 25	1		
28	Příruba odběru tlaků 2´	DN 50	1		
29	Příruba odběru tlaků 6/4´	DN 40	1		
30	Příruba odběru tlaků 1´	DN 25	1		
31	Nádoba na vodu Domintex 300l	970x300x400mm	1		
32	Šrouby	M5x25	12		
33	Clona DN 25	DN 25x2,5	1		Mattech, JSP

Tab. 5.13 Specifikace materiálu potrubní trati

p.č.	Zařízení	rozměr	ks	cena	Poznámka, výrobce
31	Clona DN 20	DN 20x1,75	1		Mattech, JSP
32	Clona DN 15	DN 15x1,25	1		Mattech, JSP
33	Odvzdušňovací ventil	G 1/4'	1		
34	Diferenční manometr TPI 665L	0 - 700 kPa	4		Přesnost 0,2%
35	Bourdonské manometry	0 -300 kPa	17		Třída přesnosti 0,2
36	Usměrňovač proudění (Bez použití uměřňovače potrubí Nahradit škrticí ventily šoupaty)	DN 50			JSP (Myjava)
37	Těsnění	DN 80x1	5		
38	Chladicí jednotka WHE 4		1		

Tab. 5.13 Specifikace materiálu potrubní trati

## ZÁVĚR

Měření na stávající potrubní trati jasně ukázalo potřebu návrhu nového okruhu. Při návrhu nové uzavřené měřicí tratě se vycházelo z nedostatků starého zkušebního okruhu.

Protože charakteristika čerpadla musí být proměřena celá, jednalo se zejména o doplnění zkušebního okruhu pomocným čerpadlem zapojeným do série, které dorovná tlakové ztráty vzniklé v potrubí. Aby bylo možno jednoduše proměřovat i čerpadla jiných vnitřních průměrů, je nutno trať vybavit paralelními potrubními úseky různých světlostí a doplnit o uzavírací ventily pro možnost odpojení.

Pro eliminaci nárůstu teploty se nová trať vybaví 300l nádobou s externím dochlazováním, které bude regulovat teplotu během měření. V případě průtočeného ochlazování by trať byla zbytečně zatížena další tlakovou ztrátou. Pro dochlazování byl navrženo chladicí zařízení WHE 4,0 od firmy JDK.

Pro měření průtoku bude na trati sloužit zkaližovaný průtokoměr Siemens, jehož měření bude doplňováno a porovnáváno třemi clonami různých průměrů, zabudovanými do potrubní tratě podle [16] v paralelně zapojených úsecích, doplněných uzavíracími ventily pro možnost odpojení. Protože průtokoměr Siemens umožňuje též měření hustoty a teploty kapaliny, odpadáva nutnost pořizovat pro trať teploměr.

Místa odběru tlaků jsou u čerpadel i potrubních armatur řešena podle norem [14,16], k měření tlaků budou sloužit diferenční manometry, které jsou zatíženy menší chybou měření, pouze u pomocného čerpadla budou tlakoměry pro změření absolutního tlaku. Pro měření diferenčního tlaku byl navržen přístroj Geisinger GMH 5131 s chybou měření 0,1% měřicího rozsahu, pro měření absolutního tlaku bourdonské tlakoměry s chybou měření  $\pm 0,3$  kPa.

Protože potrubní trať bude sloužit pro proměňování různých druhů potrubních armatur, byly pro montáž do sestavy navrženy spojky firmy Gebo, které umožňují snadnou manipulaci a výměnu. Pro místa odběru tlaků byly podle normy [16] nakresleny výrobní výkresy patřičných dílů, vždy po třech kusech pro jednotlivé vnitřní průměry paralelních úseků potrubí.

Potrubní trať bude doplňována vodou z vodovodního řádu, která je prosycena množstvím bublinek, proto se do potrubní trati navíc přidal odvodušňovací ventil. Regulace průtoku bude uskutečněna škrticími ventily, před měřicími clonami bude zabudován usměřovač proudění ve vzdálenostech daných normou.[16]



Příloha Bakalářské práce 1 - Výpočtové tabulky MS Excel

Výpočet rychlosti proudění w	
Vztah pro výpočet rychlosti proudění	$w = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}$
Zadej Qm [kg/s]	1,21
	4
$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	998,1
$\pi$	=PI()
d <sup>2</sup> [m]	0,001369
w [m/s]	=SUMA(B4*B3/B5/B6/B7)

Tab. 1.1 Výpočet rychlosti proudění

Výpočet odporové charakteristiky potrubí	
Výpočet ztrátové měrné energie	$e_z = k \cdot Q^2$
k (potrubní konstanta)	51909022
Zadej Qm [m.m.m/s]	0,0002
e <sub>z</sub> [J]	2,07636088
Výpočet ztrátové výšky	$H = \frac{e_z}{g}$
g	9,81
H	0,211657582

Tab. 1.2 Výpočet charakteristiky potrubí

Výpočet tlakové ztráty na doně	
Vzorec pro výpočet tlakové ztráty na doně	$\Delta \tilde{\omega} = \Delta p \cdot (1 - \beta^{1,9})$
$\beta^{1,9}$	0,143540598
	1
Zadej $\Delta p$ [Pa]	=42000
$\Delta \tilde{\omega}$	=SUMA(B5*(B4-B3))

Tab.1.3 Výpočet tlakové ztráty

<b>Výpočet průtoku na cloně</b>	
Vztah pro výpočet průtoku	$Q_m = (2.16)$
C	0,00124
A	1
$v(2*\rho)$	44,67885406
$\rho$	998,1
$v(1-\beta^4)$	0,991566356
$\Delta p$	10000
$v(\Delta p)$	100
<b>Qm =</b>	<b>5,587299196</b>
<b>Výpočet Re</b>	
Vztah pro výpočet Re	$Re = (2.4)$
$\pi$	3,141592654
d	0,037
v	0,000000995
<b>Re</b>	<b>193603,492</b>
<b>Výpočet C</b>	
Vztah pro výpočet konstanty C	$C = (2.17)$
A-Konstanta	0,5961
B-Konstanta	0,00338256
C-Konstanta	0,000060935
D-Konstanta	4,038773275
Re	103984
E-Konstanta	0,7
Součin B26*B27	3249,949134
E-Konstanta	0,0188
F-Konstanta	52,8610945
Re	103984
G-Konstanta	0,8
Součin Re*B32	10317,47002
Součet B30+B33	0,005123455
Součet B29+B34	0,023923455
H-Konstanta	1,766276752
Re	103984
I-Konstanta	0,3
Součin B37*B38	31,99557769
Podíl B36/B39	0,055203778
Součin B35*B40	0,001320665
<b>C=</b>	<b>0,001242719</b>

Tab. 1.5 Výpočet průtoku na cloně

**Příloha Bakalářské práce 2 - Tabulky hodnot naměřených na trati**

	Q [kg.s <sup>-1</sup> ]	T [°C]	p <sub>1</sub> [kPa]	p <sub>2</sub> [kPa]	p <sub>3</sub> [kPa]	p <sub>4</sub> [kPa]	ρ [kg.m <sup>-3</sup> ]	P [W]
1	1,210	20,9	104,5	100	32,5	28	998,8	304
2	1,103	21,7	110	92,5	35	30	998,4	296
3	1,008	22,6	116	85	38	30,5	998,1	289
4	0,899	23,2	121	77	40	33,5	998,0	280
5	0,820	23,7	125	71	40,5	34	997,8	272
6	0,691	24,1	130	64	40,5	36	997,7	260
7	0,606	24,6	132	61	41	37	997,6	250
8	0,521	25,0	135	56	42	38	997,5	237
9	0,434	25,3	138	51	44	38	997,4	223
10	0,295	25,5	143	49	44	38,5	997,3	210
11	0,211	25,6	145	46	44	39	997,3	199
12	0,124	25,6	146	45	44	39	997,3	190

Tab. Příloha 2.1 Hodnoty tlaků, teplot a příkonu naměřených na potrubní trati

	Q [kg.s <sup>-1</sup> ]	T [°C]	Δp <sub>č</sub> [kPa]	Δp <sub>šv</sub> [kPa]	Δp <sub>cl</sub> [kPa]
1	1,210	20,9	76	3,5	67,5
2	1,103	21,7	80	18	47,5
3	1,008	22,6	85,5	21	47
4	0,899	23,2	88,5	26	37
5	0,820	23,7	91	32	30,5
6	0,691	24,1	94	39	23,5
7	0,606	24,6	95	42	20
8	0,521	25,0	97	45	14
9	0,434	25,3	100	50	7
10	0,295	25,5	104,5	54	5
11	0,211	25,6	106	56	2
12	0,124	25,6	106	57	1

Tab. Příloha 2.2 Hodnoty tlakových ztrát naměřených na trati

Č. měření	$P_{\text{příkon}} [\text{W}]$	$\Delta p_{\text{č}} [\text{kPa}]$	$Q_{\text{m}} [\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	$P_{\text{výkon}} [\text{W}]$	$\eta$
1	190	107	0,12	12,7	6,7
2	199	106	0,21	22,3	11,2
3	210	104,5	0,29	31,4	15,0
4	222	100	0,43	43	19,3
5	238	97	0,52	50,4	21,2
6	250	95	0,61	58	23,1
7	260	94	0,69	64,9	25,0
8	270	91	0,81	74,6	27,6
9	280	88,5	0,91	79,7	28,5
10	289	84,5	1,01	86,4	29,9
11	295	80	1,10	88	29,8
12	304	76	1,21	92	30,3

Tab. Příloha 2.3 Naměřené a vypočtené hodnoty příkonu

## Seznam použité literatury

- [1] Prof. Ing. Jan Melichar, CSc.; *Úvod do čerpací techniky*. ČVUT Praha 2007
- [2] Prof. Ing. Nožička Jiří, CSc.; *Mechanika tekutin*. ČVUT Praha 2007
- [3] Dr. Ing. Jaromír Cihelka a kol; *Vytápění, větrání a klimatizace*. Praha Státní nakladatelství technické literatury 1985
- [4] Ing. Petříková Markéta, Ing. Kryštůfek Pavel; *Tabulky a diagramy pro termodynamiku*  
TUL Liberec 2013
- [5] Doc. Ing. Nožička Jiří, CSc.; *Základy termomechaniky*. ČVUT Praha
- [6] Ing. Petr Novotný, CSc.; *Pracovní sešit z mechaniky tekutin pro kombinované studium 1*.  
TUL Liberec 2012
- [7] Ing. Petr Novotný, CSc.; *Pracovní sešit z mechaniky tekutin pro kombinované studium 2*.  
TUL Liberec 2012
- [8] Ing. Petr Novotný, CSc.; *Pracovní sešit z mechaniky tekutin pro kombinované studium 3*.  
TUL Liberec 2012
- [9] Doc. Ing. Nožička Jiří, CSc. ; Ing. Adamec Josef, CSc. ; Ing. Varádiová Blanka, CSc. -  
*Termomechanika - Sběrka příkladů 1999*
- [10] Doc. Ing. Jenčík Josef, CSc. ; Doc. Ing. Volf Jaromír. DrSc. - *Technická měření, ČVUT,*  
*Praha, 2003*
- [12] Siemens; *Hmotnostní průtokoměr: Sitrans F C MASFLO MASS 2100/60000*  
*Automatické nastavení nulového bodu*
- [13] Čerpadlo Wilo Startos Top 30 / 1 - 12 [www.calor.ro/pompe-circulatie-apa-calda/pompa-circulatie-wilo-top-s-30-10-dm-pn10](http://www.calor.ro/pompe-circulatie-apa-calda/pompa-circulatie-wilo-top-s-30-10-dm-pn10)
- [14] ČSN ISO 3966 *Měření průtoku tekutin v uzavřených profilech*
- [15] Doc. Ing. Cerha Josef, CSc.; *Hydraulické a pneumatické mechanismy 1.* ; TUL Liberec

[16] Česká a evropská technická norma; Bezucpávková oběhová čerpadla ČSN EN ISO 16 297-1, Hydrodynamická čerpadla ČSN EN ISO 9906, Měření průtoku pomocí clon ČSN EN ISO 51 67-2

[17] Doc. Ing. Sylva Drábková; Mechanika tekutin; VŠ Báňská - TU Ostrava

[18] Doc. Ing. Cerha Josef, CSc.; Hydraulické a pneumatické mechanismy 2. ; TUL Liberec

[19] VSB.cz.PDF.SKRIPTA02.pdf

[20] www.transformacni-technologie.cz -Vznik tlakové ztráty při proudění tekutin,

[21] Šob ,F . Hydromechanika; Skriptum VUT Brno 2002

[22] Doc.Ing. Dvořák Václav, PhD.; Uspořádání zkušebního okruhu

[23] Manometr Greisinger GMH 3151 - <http://www.greisinger.cz/>