

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Vliv paralelní kapacity na tlakovou odezvu při nestacionárním proudění

Influence of Parallel Capacitance on Pressure Response for Non-Stationary
Flow

Student:

Bc. Filip Dýrr

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Adam Bureček, Ph.D.

Ostrava 2018

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Filip Dýrr**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T043 Hydraulika a pneumatika
Téma: **Vliv paralelní kapacity na tlakovou odezvu při nestacionárním proudění**
Influence of Parallel Capacitance on Pressure Response for
Non-stationary Flow
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Literární rešerše k problematice kapacity hydraulických vedení.
2. Návrh a realizace hydraulického obvodu pro měření tlakové odezvy při nestacionárním proudění.
3. Sestavení matematického modelu hydraulického obvodu v prostředí Matlab SimHydraulics.
4. Modelování dynamického chování hydraulického systému při nestacionárním proudění.
5. Porovnání výsledků matematického modelu s experimentálním měřením.

Seznam doporučené odborné literatury:

DREXLER, P., FAATZ, H. et al. *Projektování a konstrukce hydraulických zařízení*. Příručka hydrauliky, Svazek 3, Mannesmann Rexroth GmbH, RCS 00281/10.88, 1. vydání, 362 s., 1988, ISBN 3-8023-02664.

PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy, díl 2. Řídící prvky hydrostatických systémů. Příslušenství hydraulických obvodů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 2. vyd., 140 s. ISBN 978-80-248-1827-6.

PIVOŇKA, J. a kol. *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL Praha, 1987, 04-255-87, 623 s.

DÖRR, H., EWALD, R. et al. *Der Hydraulik Trainer Band 2, Proportional und Servoventil Technik*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth GmbH, 1986. ISBN 3-8023-0898-0.

BAROŠKA, J. *Hydrostatické mechanismy*. Žilina: Hydropneutech s.r.o., 2012, 388 s., ISBN 978-80-970 897-2-6.

THE MATHWORKS: Matlab Simulink User's Guide, SimHydraulics User's Guide (USA, 2007).

BEATER, P. *Entwurf hydraulischer Maschinen: Modellbildung, Stabilitätsanalyse und Simulation hydrostatischer Antriebe und Steuerungen*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 1999. 259 s. ISBN 3-540-65444-5.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Adam Bureček, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě*21.5.2018*.....


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB–TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užit (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB–TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užit dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užit své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 21.5.2018



.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Filip Dýrr

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Dobrovského 686/2, Havířov, 736 01

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

DÝRR, F. *Vliv paralelní kapacity na tlakovou odezvu při nestacionárním proudění: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2018, 81 s., Vedoucí práce: Bureček, A.

Práce se zabývá experimentálními a numerickými metodami pro stanovení vlivu paralelní kapacity na tlakovou odezvu při nestacionárním proudění. Je navržen hydraulický obvod pro měření požadovaných veličin potřebných ke stanovení vlivu paralelní kapacity na dynamiku hydraulického systému. Jsou vybrány vhodné snímače pro měření tlaku, průtoku a teploty. Je popsána metodika měření a užití diagnostického měřicího přístroje M 5060+. Je vytvořen matematický model hydraulického obvodu v programu Matlab SimScape Fluids, který odpovídá reálnému hydraulickému obvodu, na kterém probíhá experimentální měření. Jsou vyhodnoceny výsledky z experimentálního měření společně s numerickými metodami.

KLÍČOVÁ SLOVA: hydraulická kapacita, odpor proti deformaci, dynamika hydraulického systému, hydraulické hadice

ANNOTATION OF MASTER THESIS

DÝRR, F. *Influence of Parallel Capacitance on Pressure Response for Non-Stationary Flow: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydrodynamics and hydraulic Equipment, 2018, 81 p., Thesis head: Bureček, A.

This master thesis deals with the experimental and numerical methods for the evaluation of influence of parallel capacitance on pressure response for non-stationary flow. The hydraulic circuit for measuring required quantities, which are necessary to determine influence of parallel capacitance on the dynamics of the hydraulic system. There are created suitable sensors for measuring pressure, flow and temperature. The method of measuring and using of diagnostic measuring device M 5060+ is described. The mathematic model of the hydraulic circuit is created in Matlab SimScape Fluids program. This model is the equal as the real hydraulic circuit. The results from measuring and numerical methods are evaluated.

KEYWORDS: hydraulic capacitance, resistance againts deformation, dynamics of the hydraulic system, hydraulic hoses

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	11
Úvod.....	14
1 Vedení pracovní kapaliny v hydraulických systémech	15
1.1 Návrh hydraulického vedení.....	15
2 Hydraulické potrubí.....	18
2.1 Materiál hydraulického potrubí	18
2.2 Technologie výroby ocelových bezešvých trubek	18
3 Hydraulické hadice.....	24
3.1 Skladba hydraulických hadic.....	24
3.2 Technologie výroby hydraulických hadic	24
3.3 Vliv úhlu opletu hydraulické hadice	29
4 Matematický model prvků hydraulických systémů	33
4.1 Elektrická analogie hydraulických odporů	33
4.2 Odpor proti pohybu	35
4.3 Odpor proti zrychlení	36
4.4 Odpor proti deformaci.....	37
5 Hydraulická kapacita.....	38
5.1 Vliv paralelní kapacity na dynamiku hydraulického systému	39
6 Návrh hydraulického obvodu.....	41
6.1 Specifikace prvků.....	47
7 Popis jednotlivých prvků měřícího obvodu.....	48

7.1	Hydraulický agregát SA3-250 01.0-221	48
7.2	Filtr FHP1352BAG2	49
7.3	Proporcionální rozváděč PRL2-06-32-0-24	49
7.4	Sedlový ventil SD1E-A2/H2S5	50
7.5	Trojcestný kulový ventil BK3 2123 PN350	50
7.6	Dvoucestný kulový ventil BKH 16S 1113 PN500.....	51
7.7	Zubový průtokoměr GFM70.....	51
7.8	Snímač tlaku PR15	52
7.9	Snímač teploty PT100	52
7.10	Měřicí zařízení M 5060+	52
7.11	Řídicí elektronika sedlového ventilu SV	53
8	Popis experimentálního měření.....	54
8.1	Postup stanovení tlakových ztrát na hydraulickém vedení.....	54
8.2	Měření tlakové ztráty na hydraulickém vedení.....	55
8.3	Postup stanovení dynamiky hydraulického systému	57
8.4	Měření hydraulického rázu	58
9	Simulace	62
9.1	Matematický model hydraulického obvodu	62
9.2	Popis a nastavení jednotlivých bloků	64
9.3	Vyhodnocení simulace pro měření tlakových ztrát na hydraulickém vedení	67
9.4	Srovnání matematického modelu s experimentálním měřením.....	69
9.5	Vyhodnocení simulace hydraulického rázu.....	70

9.6	Vyhodnocení simulace vlivu paralelní kapacity na hydraulický ráz	72
9.7	Srovnání experimentálního měření se simulací při hydraulickém rázu	74
10	Závěr	77
11	Seznam použité literatury	79
	Přílohy	82
	Příloha A	82
	Příloha B	83
	Příloha C	85
	Příloha D	87
	Příloha E	90

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Název veličiny	Jednotka
b	tloušťka stěny hadice	[mm]
C	elektrická kapacita	[F]
c_1	přídavek materiálu na nepřesnost	[mm]
c_2	přídavek materiálu na korozi	[mm]
C_H	hydraulická kapacita	$[\text{kg}^{-1} \cdot \text{m}^4 \text{ s}^2]$
C_V	kapacita vedení	$[\text{kg}^{-1} \cdot \text{m}^4 \text{ s}^2]$
d	vnitřní průměr hydraulického vedení	[mm]
d_H	vnitřní průměr hadice	[mm]
D_H	odpor proti deformaci	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-4} \text{ s}^{-2}]$
d_o	průměr opletu hadice	[mm]
E	modul pružnosti v tahu	[Pa]
E_H	modul pružnosti v tahu hydraulické hadice	[Pa]
f	frekvence	[Hz]
F_A	axiální síla působící na oplet hadice	[N]
F_T	tangenciální síla působící na oplet hadice	[N]
i	elektrický proud	[A]
J	moment setrvačnosti	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$
K	modul objemové pružnosti	[Pa]
K_c	modul objemové pružnosti s obsahem nerozpuštěného vzduchu	[Pa]
K_0	modul objemové pružnosti bez obsahu nerozpuštěného vzduchu	[Pa]
l	délka hydraulického vedení	[m]
L	indukčnost	[H]
L_H	hydraulická indukčnost	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-4}]$

L_o	stoupání opletu	[mm]
m	hmotnost	[kg]
n	poměr měrných tepelných kapacit	[1]
n_{el}	otáčky elektromotoru	[min ⁻¹]
p	tlak	[Pa]
P	výkon	[kW]
p_1	tlak snímaný na druhém závitu měřeného svitku potrubí	[Pa]
p_2	tlak snímaný na čtvrtém závitu měřeného svitku potrubí	[Pa]
p_3	tlak snímaný na šestém závitu měřeného svitku potrubí	[Pa]
p_4	tlak snímaný na osmém závitu měřeného svitku potrubí	[Pa]
p_5	tlak snímaný před sedlovým ventilem SV	[Pa]
p_a	atmosférický tlak	[Pa]
p_{pv}	přepouštěcí tlak	[Pa]
Q	objemový průtok	[m ³ ·s ⁻¹]
R	ohmický odpor	[Ω]
r_1	vnitřní poloměr trubky	[mm]
r_2	vnější poloměr trubky	[mm]
Re	Reynoldsovo číslo	[1]
R_H	odpor proti pohybu	[kg·m ⁻⁴ s ⁻¹]
R_{lam}	odpor proti pohybu při laminárním proudění	[kg·m ⁻⁴ s ⁻¹]
R_{turb}	odpor proti pohybu při turbulentním proudění	[kg·m ⁻⁴ s ⁻¹]
s	tloušťka stěny trubky	[mm]
S	plocha	[mm ²]
t	čas	[s]
t_o	teplota	[°C]
U	elektrické napětí	[V]

v	rychlost proudění kapaliny	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
V	objem	$[\text{m}^3]$
V_g	geometrický objem	$[\text{m}^3]$
V_0	počáteční objem kapaliny	$[\text{m}^3]$
$V_{0,H}$	přírůstek objemu v důsledku stlačitelnosti	$[\text{m}^3]$
V_t	objem rotujících hmot	$[\text{m}^3]$
α	úhel opletu hadice	$[\text{°}]$
α_k	relativní obsah plynu při atmosférickém tlaku	[1]
Δp	tlakový spád	[Pa]
Δp_m	tlakový spád na 1 metru měřeného svitku potrubí	[Pa]
$\Delta p_{z,t}$	tlakový ztráta na hydraulickém vedení	[Pa]
ΔV	změna objemu	$[\text{m}^3]$
ΔV_0	přírůstek objemu kapaliny	$[\text{m}^3]$
$\Delta V_{0,H}$	přírůstek objemu v důsledku stlačitelnosti oleje a hadice	$[\text{m}^3]$
ε	poměrná deformace	[1]
λ	součinitel tření	[1]
ν	kinematická viskozita	$[\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}]$
π	Ludolfovo číslo	[1]
ρ	hustota kapaliny	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$
σ	napětí v tahu	[Pa]
σ_A	axiální normálové napětí v hadici	[Pa]
$\sigma_{dov,t}$	dovolené napětí	[Pa]
σ_T	obvodové normálové napětí v hadici	[Pa]

Úvod

V diplomové práci se zabývám vlivem paralelní kapacity na tlakovou odezvu při nestacionárním proudění. Pro nestacionární proudění je typická změna hodnot veličin, a to je například tlak nebo rychlost proudění kapaliny. Tyto veličiny jsou závislé nejenom na dráze, ale právě i na čase. Mezi nestacionární proudění se zařazuje hydraulický ráz. Jedná se o nestacionární proudění, kde dochází ke změnám velmi rychle. Při hydraulickém rázu dochází k rychlému nárůstu tlaku a je nutné uvažovat o vlivu mnoha dalších parametrů na celkovou dynamiku hydraulického systému. Mezi ovlivňující parametry patří stlačitelnost kapaliny nebo pružnost hydraulického vedení. V hydraulice je vedení děleno na hydraulické potrubí a hydraulické hadice. V práci se zabývám technologií výroby a materiály jak potrubí, tak hadic. Hydraulické vedení vlivem své hydraulické kapacity může ovlivnit chování celého systému.

Hydraulická kapacita se rovná obrácené hodnotě odporu proti deformaci, který se řadí mezi hydraulické odpory. To znamená, že čím menší je odpor proti deformaci, tím je kapacita daného prvku větší. Vlivem tlakové energie se u některých prvků hydraulického obvodu projevuje schopnost akumulovat v sobě část hydraulické kapaliny. Mezi tyto prvky patří akumulátor, nádrž nebo samotné hydraulické vedení, a to jak hadice, tak ocelové potrubí. Hydraulickou kapacitu ovlivňuje také stlačitelnost kapaliny a mnoho dalších parametrů. V práci se zabývám experimentálním měřením vlivu paralelní kapacity tvořené hydraulickou hadicí, která bude připojena na svitek ocelového potrubí na několika místech, různě vzdálených od místa rychlého uzavření proudění kapaliny, kde dojde ke vzniku hydraulického rázu. Dále se zabývám vytvořením matematického modelu v programu Matlab SimScape Fluids, který bude odpovídat reálnému hydraulickému obvodu, na kterém bude probíhat experimentální měření.

Cílem této diplomové práce je pomocí experimentálních a matematických metod určit, jaký vliv má připojení paralelní kapacity tvořené hydraulickou hadicí na dynamiku hydraulického systému. V práci bude popsána 1D simulace dynamiky celého hydraulického systému, která proběhne v simulačním programu Matlab SimScape Fluids. Dále dojde k vyhodnocení experimentálních měření a porovnání dosažených výsledků jak ze simulace, tak z experimentálních měření.

1 Vedení pracovní kapaliny v hydraulických systémech

Hydraulické vedení dopravuje pracovní kapalinu do všech komponentů a částí systému, a proto je označováno jako přenosový kanál mezi hydraulickými převodníky a je stejně tak důležité pro správnou funkci hydraulických systémů, jako jsou hydrogenerátory, ventily a hydromotory. Vedení musí odolat vibracím a tlaku v systému, udržovat si své vlastnosti i v extrémních teplotních podmínkách. Přenos pracovní kapaliny by měl být s minimální tlakovou ztrátou, která je způsobena třecími a místními odpory a při minimálním úniku pracovní kapaliny. Vzniklá lekáž na hydraulickém vedení může způsobit hned několik problémů, například klesající pracovní tlak, kontaminace výrobku, jedná-li se o potravinářský průmysl, a také zhoršuje údržbu pracovního prostředí. Pokud dojde k vážnému porušení hydraulického vedení, například roztržení vlivem převýšení maximálního pracovního tlaku, může dojít ke zranění obsluhy, dále může následovat zastavení hydraulického zařízení, což znamená zastavení výroby a v nejhorším případě rozsáhlé poškození celého zařízení [1].

1.1 Návrh hydraulického vedení

Hydraulické vedení můžeme rozdělit do dvou základních skupin. Jestliže se poloha jednotlivých prvků, které vedení spojuje, nemění, je použito potrubí. Mění-li se vzájemná poloha spojovaných částí obvodu, bývá vedení realizováno pomocí hadic. Dalšími důvody použití hadic jsou například místa, kde by montáž potrubí byla složitá kvůli malému prostoru, složitých prostorových ohybů vedení, teplotních dilatací, časté montáže a demontáže, což je typické například pro hydraulické výztuže v dolech [2].

Před návrhem hydraulického vedení je potřeba znát některé parametry. První důležitou veličinou je průtok kapaliny. Při návrhu musíme stanovit, jaký je maximální průtok. Poté můžeme po matematické úpravě ze známé rovnice kontinuity vypočítat potřebný vnitřní průměr vedení, který je dostačující pro dosažení maximálního průtoku.

Z rovnice pro průtok:

$$Q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v, \quad (1.1)$$

spočítáme vnitřní průměr hydraulického vedení:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}}, \quad (1.2)$$

kde Q je maximální průtok kapaliny vedením, v je rychlost proudění kapaliny ve vedení, d je vnitřní průměr vedení neboli světlost.

Rychlost proudění volíme tak, aby v hydraulickém vedení byla minimální tlaková ztráta. Z rovnice pro tlakovou ztrátu:

$$\Delta p_{z,t} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho, \quad (1.3)$$

kde λ je součinitel tření ve vedení, l je délka vedení, d je vnitřní průměr vedení, v je střední rychlost proudění ve vedení, ρ je hustota pracovní kapaliny, plyne, že pro dosažení minimální tlakové ztráty ve vedení je vhodné volit nízkou hodnotu rychlosti. To však způsobí značný nárůst vnitřního průměru hydraulického vedení. Proto je nutno volit kompromis mezi rychlostí proudění ve vedení a vnitřním průměrem vedení [2]. V tabulce 1.1 můžeme vidět doporučené rychlosti proudění ve vedení.

kapalina	tlak [MPa]	umístění potrubí	rychlost proudění [m·s ⁻¹]	poznámka
olej		sací větev	0,5 až 1	hydrogenerátor do 0,5 m nad nádrží
			1 až 1,5	hydrogenerátor ponořený v nádrží
	5 10 20 32	tlaková větev	1,5 až 2	z důvodu hlučnosti
			3,5 až 4	
			4,5 až 5 5,5 až 6,5 7 až 8	
voda	20	tlaková větev	8 až 10	zdroj tlaku akumulátor
		plnicí větev	3 až 4	zdroj tlaku hydrogenerátor
		odpadní větev	3 až 4	

Tab. 1.1 Hodnoty doporučených rychlostí ve vedení [2]

V uvedeném vztahu pro tlakovou ztrátu ve vedení lze také vidět délku vedení l , což je další veličina ovlivňující volbu rychlosti proudění kapaliny ve vedení. Jestliže je potrubí delší, doporučuje se volit nižší rychlosti proudění na rozdíl od hydraulického vedení, které nedosahuje značných délek. U těchto vedení při návrhu volíme vyšší rychlosti proudění kapaliny v hydraulickém vedení. Jedním z důvodů nízké rychlosti ve zpětném neboli odpadním vedení je značná hlučnost, kterou způsobuje volný vzduch při vysokých rychlostech proudění [2].

Další veličina, která rozhoduje při volbě hydraulického vedení, je maximální pracovní tlak, se kterým bude vedení pracovat. Podle něj pak můžeme zvolit hydraulické vedení, které

danému maximálnímu pracovnímu tlaku odolá. U hydraulického potrubí lze spočítat minimální tloušťku stěny s pomocí vztahu, který platí pro tenkostěnné trubky:

$$s = \frac{d \cdot p}{2 \cdot \sigma_{dov,t}}, \quad (1.4)$$

kde d je vnitřní průměr trubky, p je přetlak, $\sigma_{dov,t}$ je dovolené napětí materiálu trubky v tahu. Rozhodujícím faktorem, zda se jedná o tenkostěnnou nebo o tlustostěnnou trubku je vztah:

$$\frac{r_2}{r_1} \leq 1,18, \quad (1.5)$$

kde r_2 je vnější poloměr trubky, r_1 je vnitřní poloměr trubky, kdy při jeho platnosti se jedná o trubku tenkostěnnou. Pro tlustostěnné trubky platí vztah:

$$s = \frac{d}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_{dov,t} + p}{\sigma_{dov,t} - p}} - 1 \right) \quad (1.6)$$

Po vypočtení tloušťky stěny trubky se připočítá přírůstek na nepřesnost c_1 a přírůstek na korozi c_2 . Volíme pak nejbližší vyšší normalizovaný rozměr. Dodavatelé hydraulického potrubí a hydraulických hadic uvádějí, jakým maximálním pracovním tlakem lze hydraulické vedení zatěžovat, aniž by došlo k jeho poškození [2].

2 Hydraulické potrubí

Jak již bylo zmíněno, hydraulické potrubí je použito tam, kde se nemění vzájemná poloha spojovaných prvků. Potrubí je spojováno pomocí šroubení, přírub nebo tvarovek. Aby byl počet tvarovek co nejmenší, dochází k ohýbání samotné trubky. Vyloučí se tak vznik dalšího místa, kde by mohlo docházet k netěsnostem. Ohýbání by se mělo provádět za studena, aby nedocházelo ke tvoření okují. Čím je větší poloměr ohybu, tím je tlaková ztráta v daném místě zanedbatelnější. U ohýbané trubky klesá únavová pevnost [3].

2.1 Materiál hydraulického potrubí

Nejčastěji používaným materiálem je ocel. Výchozí polotovary pro potrubní rozvody je trubka ocelová bezešvá přesná. Co se týče rozměrové přesnosti, trubky jsou vyráběné ve 3 stupních, a to s běžnými mezními úchytkami, s malými mezními úchytkami a s velmi malými mezními úchytkami. V oblasti letecké hydrauliky se používají trubky z oceli a slitin mědi. V hydraulice mají uplatnění také trubky z hliníkových slitin, dále také trubky z nerezavějící oceli. Pro nízkotlaké systémy jsou použity i jiné materiály, které svými vlastnostmi vyhovují. Mezi ně patří měděné trubky, které se používají při malých průměrech z důvodu tvrdnutí vlivem vibrací během provozu. Dalšími materiály, které se používají pro nízkotlaké systémy jsou plasty [2].

2.2 Technologie výroby ocelových bezešvých trubek

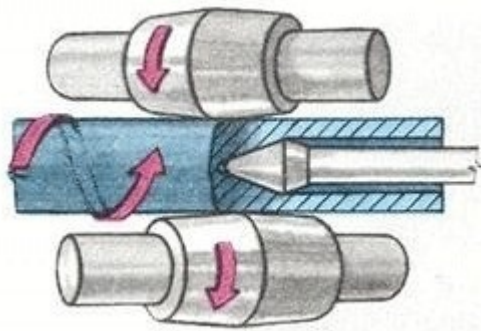
Bezešvé trubky se vyrábějí převážně válcováním. Rozměry trubek jsou dány jejich průměrem a tloušťkou stěny. Podle použité výrobní technologie rozdělujeme trubky z hlediska válcování na válcované za tepla a za studena, redukované za tepla a za studena a podle provedení na hladké, závitové, přesné, kotlové atd. Výrobu lze prvotně rozdělit do 2 procesů, a to na výrobu dutých polotovarů s velkou tloušťkou stěny a zpracování těchto polotovarů, což znamená redukce průměru, prodloužení a kalibrace rozměrů [4].

Rozeznáváme několik technologických způsobů výroby bezešvých trubek, některé z nich jsou uvedeny níže:

- Mannesmanův (válcování na tratích s poutnickými stolicemi)
- Stiefelův (válcování na tratích s poutnickými stolicemi, podélným, příčným a podélným kalibračním válcováním)

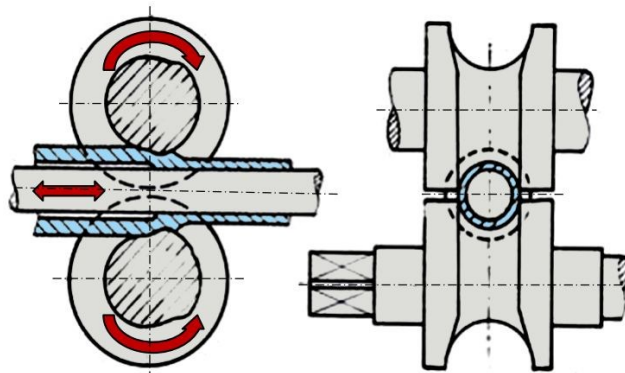
- spojité válcování trubek
- Asselův (válcování na tratích s tříválcovou stolicí)
- Diescherův (válcování na tratích s příčnými válci)

K děrování polotovaru dochází nejčastěji kosým válcováním, což je základ Manesmannova a Stiefelova způsobu výroby. V důsledku jednosměrného stlačení materiálu dochází k rozrušení materiálu ve středu polotovaru a k posunu částic materiálu ze středu průřezu ven směrem k obvodu, který se zvětšuje a tím dochází ke tvorbě vnitřních trhlin, tedy k děrování. Díra má nepravidelný tvar, a proto se kalibruje trnem kvůli hladkému povrchu. Úhel natočení válců není velký, bývá kolem 3 až 7 stupňů. Úhel sklonu válců se během tváření nemění, ale mění se pouze vzdálenost mezi válci, aby se dosáhlo potřebné deformace, potřebného smáčknutí. Děrovací trny mají jednoduchý tvar [4]. Na obrázku 2.1 lze vidět princip kosého válcování trubek.



Obr. 2.1 Princip kosého válcování trubek [4]

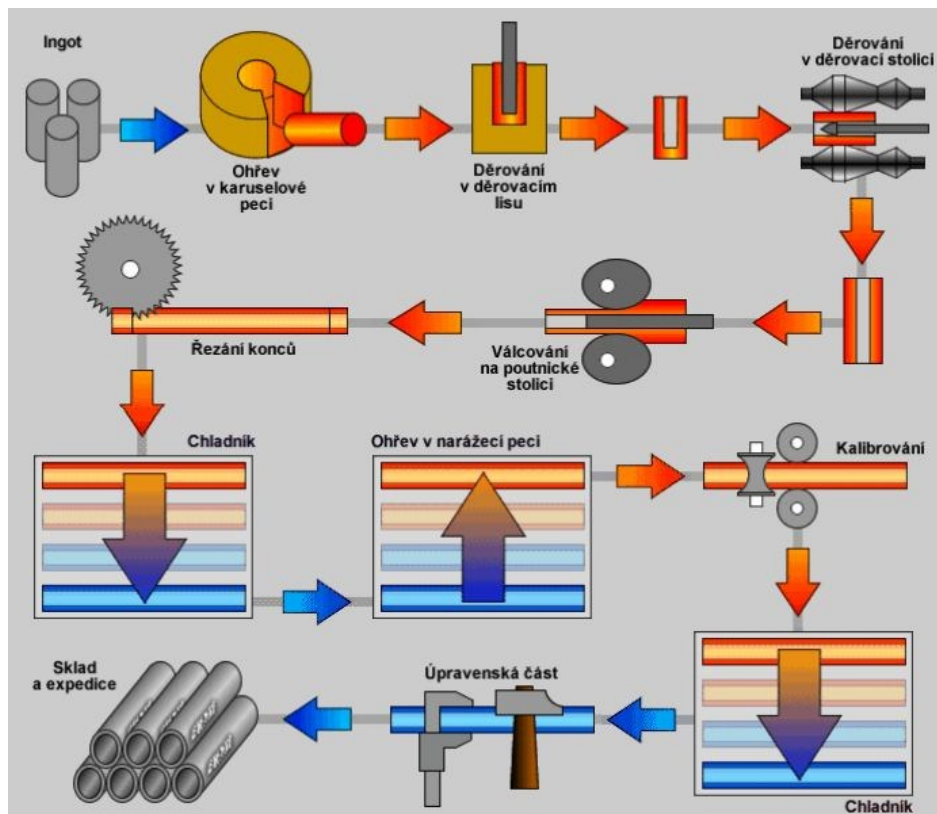
Válcovaný materiál pokračuje k další části výrobního procesu, a to je redukce průměrů a zvětšení délky válcováním na poutnické stolici, která je vidět na obrázku 2.2. Válcuje se opět na trnu, jehož průměr odpovídá průměru trubky a jeho délka je větší, než je délka vyválcovaného děrovaného polotovaru. Při tomto válcování dochází ke změně vnějšího i vnitřního průměru válcovaného polotovaru. Při válcování se vývalek osově posouvá, částečný návrat je proveden nuceným pohybem. Tím dochází k válcování po přítržích nebo krocích, odkud má též stolice název. Na povrchu vývalku válcovaných na poutnické stolici jsou znát nepatrné povrchové vlnky ve vzdálenosti válcovacího kroku [4].



Obr. 2.2 Schéma válcování na poutnické stolici [5]

Výrobu ocelových trubek určených pro hydraulické systémy zajišťují válcovny společně s tažírny oceli. Mezi podniky, které vyrábějí trubky ocelové bezešvé přesné, patří například železářny Veselí a železářny Podbrezová.

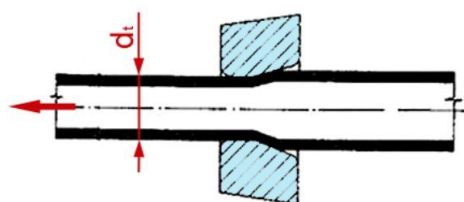
Proces válcování je uveden na obrázku 2.3. Prvotní materiál, který vstupuje do procesu výroby, je hutní polotovár čtvercového či kruhového průřezu, který následně ztrácí svůj tvar a zmenší svůj průřez, například až 160x, než se dosáhne požadované velikosti. Potřebná délka polotovaru je upravena pomocí stříhání na hydraulických nůžkách anebo řezáním na kotoučové pile. Ocelový blok musí být ohřátý na válcovací teplotu. K ohřevu dochází v karuselové peci. Po ohřátí na požadovanou teplotu je původní ocelový blok přetvořen na kruhový výlisek pomocí děrovacího lisu. Výlisek kruhového průřezu prochází mezi dvěma válci soudkovitého tvaru, jejichž osy jsou vůči němu nakloněny asi o 6° na jednu a druhou stranu. Udělují mu tak rotační pohyb a zároveň jej narážejí na ocelový trn, který vytváří do polotovaru díru. Během tohoto kroku dojde k několikanásobnému zvětšení délky. Po doválcování a vytáhnutí trnových tyčí je polotovár válcovaný v tahové redukčně, kde se dosahuje požadovaných rozměrů. Válcované trubky jsou po vychladnutí na chladníku dělené pilami na potřebnou délku. Tento válcovaný materiál je vstupním polotovarem pro tažírny oceli, kde dochází k dalším výrobním procesům [5].



Obr. 2.3 Technologický postup výroby válcovaných trubek [5]

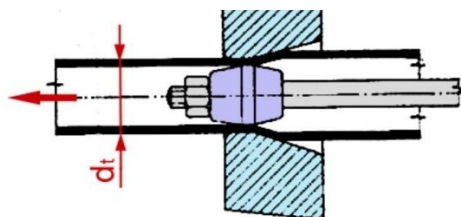
První operací v tažbě trubek je vytvoření hrotu za tepla pomocí zápusťkového kování, díky kterému vznikne uchopovací část trubky. Poté se trubky zbavují povrchových nečistot a okují mořením v kyselině chlorovodíkové. Podkladová fosfátová a mýdlová vrstva slouží ke snížení odporu při tváření. Tvářením za studena na lineárních tahacích stolicích pomocí průvleku a trnu se mění původní rozměry trubky na rozměry požadované. Při velkém zmenšení původního průřezu trubky není možno požadovaného průřezu dosáhnout najednou. Tažení se musí opakovat.

Co se týče tažení za studena, existuje několik technologických způsobů. Jedním z nich je tažení za studena nazývané jako průvlečné. Při tomto způsobu výroby tažnou sílu přenáší trubka, vnitřní ani vnější stěna není vymezena žádným nástrojem [5]. Princip tažení je znázorněn na obrázku 2.4.



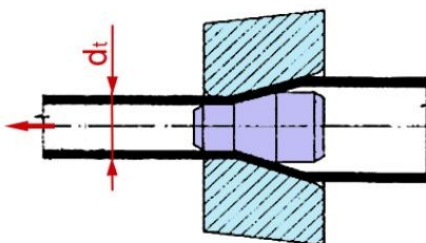
Obr. 2.4 Průvlečné tažení [5]

Dalším ze způsobů je tažení na uchyceném trnu. Tažnou sílu opět přenáší trubka, ale na rozdíl od předchozího způsobu výroby je vnitřní rozměr vymezen uchyceným trnem [5]. Tento způsob tažení je k vidění na obrázku 2.5.



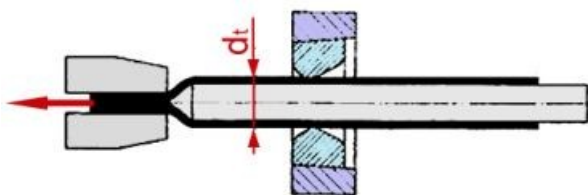
Obr. 2.5 Tažení na uchyceném trnu [5]

Jedním z dalších způsobů je tažení na volném trnu. Kuželovitá geometrie trnu má takové rozměry, aby nemohlo dojít ke vtažení trnu dopředu a vytlačení trnu dozadu [5]. Princip tažení je znázorněn na obrázku 2.6.



Obr. 2.6 Tažení na volném trnu [5]

Posledním známým způsobem je tažení na tyči. Tímto způsobem je tažná síla přenášena tyčí, ne trubkou. To ale způsobuje, že se musí trubka rozválcovat, aby šla tyč z trubky vytáhnout. Mále průměry trubek se táhnou na struně [5]. Tento způsob tažení je k vidění na obrázku 2.7.



Obr. 2.7 Tažení na tyči [5]

Při tažení za studena působí na trubky obrovské tažné síly, a proto dochází k deformaci krystalické mřížky ocele. Trubky jsou méně pevné a křehké. Pro obnovení požadovaných mechanických vlastností je potřebné žihání v průběžných žihacích pecích s ochrannou atmosférou. Po tepelném zpracování následuje rovnání trubek. Trubky, které jsou určeny pro hydraulické systémy pokračují k dalšímu zpracování.

Jedním z dalších procesů ve výrobě hydraulického potrubí je galvanické pozinkování. Zinek se nanáší na povrch trubky za studena, elektrolyticky. Zinek zabraňuje korozi, jelikož vytváří bariéru mezi ocelovou trubkou a vnějším prostředím. Na povrch zinku je ještě nanesena vrstva chromu. Poté dochází k nedestruktivním zkouškám trubek, kdy jsou vyřazeny kusy s vnitřními chybami, následuje dělení na požadovanou délku a vizuální kontrola, díky které jsou zkontrolovány rozměry a vnější vzhled trubek. Následně jsou trubky připraveny k expedici.

3 Hydraulické hadice

Hydraulické hadice tvoří nedílnou součást hydraulických systémů. Jsou použity tam, kde se vzájemná poloha spojovaných prvků mění. Typickým příkladem je mobilní hydraulika. Dalším důvodem použití hadic jsou případy, kde ocelového potrubí kvůli složitosti ohybů nevyhovuje. Hydraulické hadice se používají také převážně při propojování kanálů v hydraulických agregátech, například výtlač čerpadla je spojen pomocí hydraulické hadice s rozvodnou kostkou na víku nádrže [2].

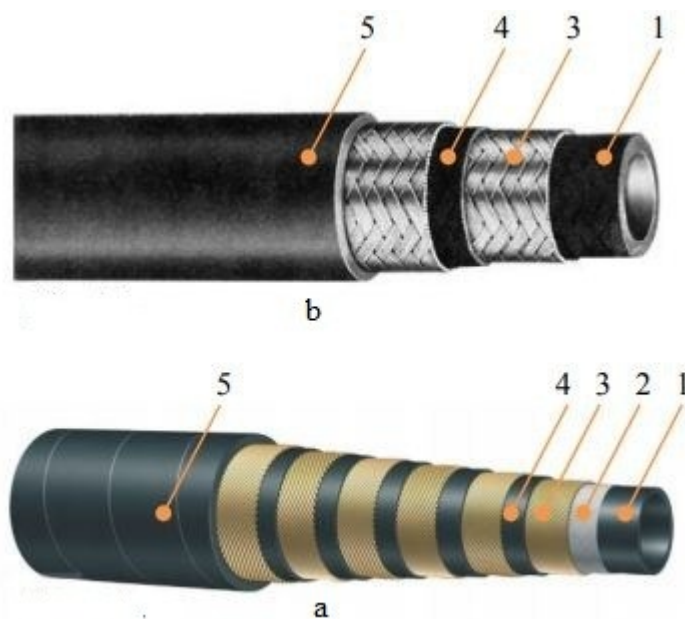
3.1 Skladba hydraulických hadic

Hydraulické hadice jsou tvořeny ze tří částí, a to z duše, opletu a obalu. Kombinací různých duší, obalů a opletů se vytváří hydraulické hadice pro širokou škálu pracovních tlaků. Parametr, který také ovlivňuje společně s počtem a materiálem opletů únosnost hadice, je její světlost. Čím větší je světlost hydraulické hadice, tím při stejném počtu opletů odolá menšímu pracovnímu tlaku.

3.2 Technologie výroby hydraulických hadic

Výrobou hydraulických hadic se zabývá mnoho podniků. Mezi světové lídry v této oblasti patří firma Semperflex Optimit s.r.o., která působí v Odrách. Dalšími předními výrobci hadic jsou firmy Gates nebo Parker.

Základním materiálem pro výrobu hadic je pryž. Pryž musí být odolná vůči olejům, což je primární přenosové médium v průmyslové hydraulice. Hydraulické hadice se vyrábí od nízkotlakých až po standartní, které vydrží pracovní tlak okolo 42 MPa. Hadice musí být také odolná různým teplotním podmínkám, jelikož jsou mnohdy umístěny na venkovních pracovních strojích, kde se teplota okolí během ročního období výrazně mění. Hlavní prvek v hydraulické hadici, který odolává pracovnímu tlaku, je oplet nebo ovin. Podle výše pracovního tlaku se volí použitý materiál pro oplet. U menších tlaků postačuje textilní oplet, pro náročnější aplikace jsou hadice tvořeny ocelovými oplety nebo ocelovými spirálními oviny. Pro větší tlakovou únosnost se ocelové oplety vrství na sebe. Příklad hydraulických hadic s různými počty opletů lze vidět na obrázku 3.1.



Obr. 3.1 Hydraulické hadice s různým počtem opletů [6]

a – se dvěma oplety, b – se šesti oplety

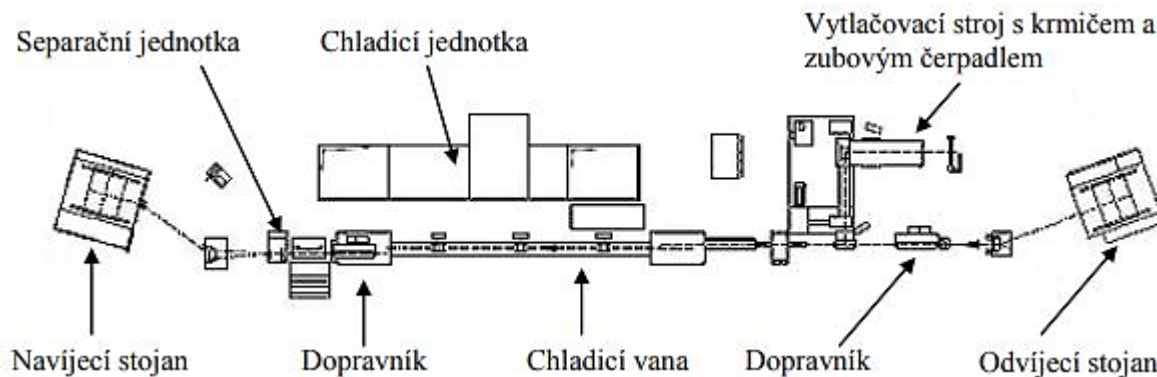
*1 – pryžová duše, 2 – textilní tkanina, 3 – ocelový oplet, 4 – pryžová mezivrstva,
5 – pryžový obal*

Výrobní technologie hydraulických hadic se nazývá trnová technologie. Trny tvoří základní kostru při tvorbě hydraulických hadic. Trny zabraňují deformaci hadice směrem dovnitř během oplétání, kdy na výrobek působí velké tlaky. Dále umožňují vulkanizaci pryže. Čím kvalitnější trn je použit, tím jsou lépe dodrženy rozměry hydraulických hadic [6].

Samotný trn je tvořen nejčastěji z polypropylenu. Vlivem jeho elasticity je umožněno přepravovat hadici na navíjecím bubnu během výrobního procesu. Dalším použitým materiálem pro trny je polyamid, který se používá pouze při větších průměrech z důvodu vyšší pružnosti. Trny pro spirálové hadice jsou tvořeny z ocele. Plastové trny mají životnost pouze několik cyklů, a proto dochází k jejich recyklaci, kdy jsou trny rozemlety, a poté přimíchány k novému materiálu při výrobě trnů [6].

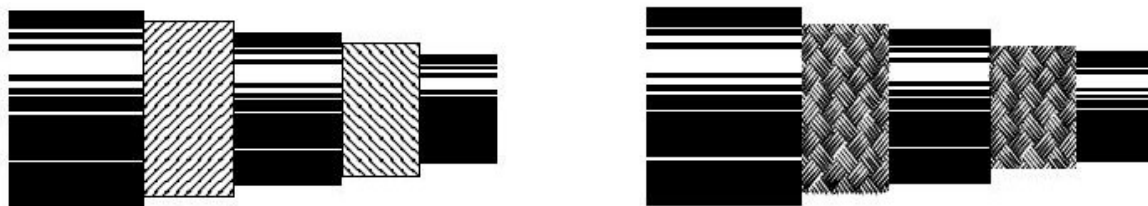
Prvotním procesem výrobní technologie je tedy výroba duše. Ta je tvořena syntetickou oleji odolnou pryží, jelikož přichází do styku s pracovním médiem. Výrobní proces duše hydraulické hadice je vidět na obrázku 3.2. Na začátku výrobní linky je umístěn odvíjecí stojan, na kterém je buben s namotaným trnem. Trn dále pokračuje přes dopravník na místo, kde dochází k nánosu pryže na trn. Tento proces se nazývá vytlačování. Pryž je vytlačována na trn pomocí zubového čerpadla, které odebírá pryž ze zásobníku. Aby nedošlo k předběžné vulkanizaci pryže vlivem vysoké teploty, ve výrobním procesu je zařazeno chlazení ve vodní

lázni, které zajišťuje chladicí jednotka. Nanesená pryž na trnu dále pokračuje přes dopravník na separační jednotku, která zajišťuje, aby nedošlo ke slepení jednotlivých vrstev vyrobené duše. Výstupním produktem je vytvořená pryžová duše namotána společně s trnem na buben, který je na navíjecím stojanu [6].



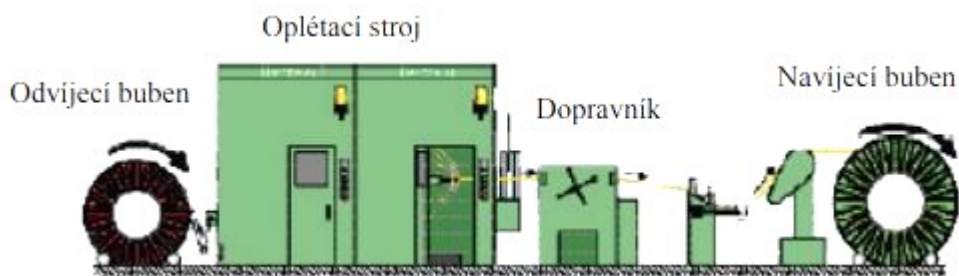
Obr. 3.2 Výrobní linka duše pro hydraulické hadice [6]

Dalším procesem je oplétání nebo ovinutí pryžové duše. Rozdílný způsob zvyšování odolnosti vůči tlaku lze vidět na obrázku 3.3. Spirálové vinutí se provádí buď navíjením určitého množství nití jednotlivě nebo společně v prouzcích spirálovitě ve směru proudění hadic. Spirálově vinuté hadice obsahují vždy stejný počet střídajících se vrstev levého a pravého vinutí. Pletená výztuž se skládá z pletených pásů. Každý pás se skládá ze tří nebo více paralelních vláken. Při oplétání dochází ke křížení materiálu v jedné vrstvě, při ovinutí k němu nedochází [7].

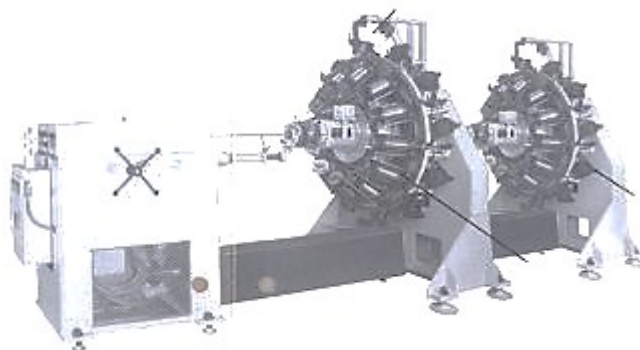


Obr. 3.3 Vlevo – ovinutá hadice, vpravo – opletená hadice [7]

Na obrázku 3.4 lze vidět linku sloužící k oplétání hydraulických hadic. Do tohoto procesu výroby vstupuje pryžová duše s trnem na přepravním bubnu. Než dojde k oplétání hadice, musí dojít k jejímu ochlazení vlivem dusíku, aby nedocházelo k hrnutí pryžové duše a přerážení samotným ocelovým drátem. Na oplétacím stroji dochází k oplétání díky rotujícím cívkám. Oplétací stroj je vidět na obrázku 3.5. Jestliže se jedná o hadici s více vrstvami opletu, mezi oplety se vloží tenká vrstva gumové fólie. Za oplétacím strojem se nachází dopravník, který navíjí opletenou hadici na navíjecí buben. Před dalším výrobním procesem je zkontrolován průměr opletené hadice [6].



Obr. 3.4 Oplétací linka [6]



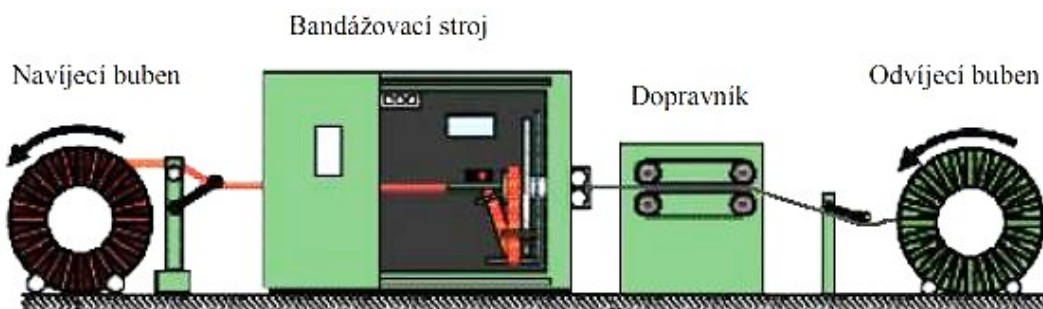
Obr. 3.5 Příklad oplétacího stroje [6]

Hydraulické hadice pracují převážně v těžkých pracovních podmínkách, a proto je nutností nanést na hadici obal, který má zejména ochrannou funkci. Tento obal je tvořen gumovou vrstvou. K nanesení gumové vrstvy dochází vytlačováním obalu na opletenou hadici. Tento způsob vytlačování je obdobný vytlačování pryžové duše. Linka na vytlačování obalu je vidět na obrázku 3.6 [6].



Obr. 3.6 Linka vytlačování obalu [6]

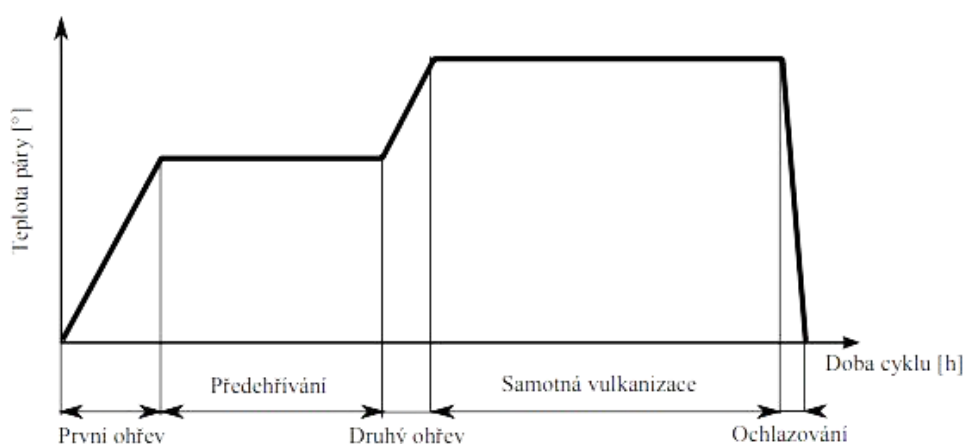
Jakmile je hadice kompletní, dojde k její bandáži, která je nutná před následnou vulkanizací hydraulické hadice. Bandážování se provádí na lince pomocí ovíjení. Hadice je ovíjena polyamidovou páskou, která svírá hadici při vulkanizaci a vytváří na ní tlak. Při ovíjení prochází hadice středem bubnu s namotanou bandáží, ve kterém se na hadici ovíjí bandáž [6]. Skladba linky bandážování je vidět na obrázku 3.7. Během tohoto procesu je mezi hydraulickou hadicí a bandáží vložen pásek s označením. Zde bývá uveden výrobce, světlost hadice, maximální pracovní tlak a počet opletů. Označení hadice může být vyražené nebo natištěné [6].



Obr. 3.7 Linka bandážování [6]

Dalším procesem výroby hydraulických hadic je vulkanizace. Díky vulkanizaci získá hadice potřebné mechanické, fyzikální a chemické vlastnosti. Hadice je po vulkanizaci odolnější vůči oděru, zvýší se její pevnost v tahu, odolá organickým rozpouštědlům, přičemž si zachová svou ohebnost společně s tuhostí při velkém teplotním rozsahu [6].

K vulkanizaci slouží kotle, ve kterých působí na hydraulické hadice nasycená vodní pára. Tímto způsobem lze zajistit rychlý přestup tepla bez jakéhokoliv poškození hadice a také jednoduše regulovat tlak v kotli pomocí změny teploty. Na obrázku 3.8 je vidět, že se průběh vulkanizace skládá z pěti cyklů. Při prvním ohřevu dochází ke zvyšování teploty a tlaku v kotli, kde je prostředí plněno vodní párou, než se dosáhne teploty pro předehřev. Následuje předehřívání, kdy se pouze udržuje dosažené teploty po určitou dobu. Při druhém ohřevu se pokračuje v napouštění vodní páry po dobu, než se dosáhne vulkanizační teploty. Při vulkanizaci se opět udržuje dosažené teploty po určitou dobu. Po vulkanizaci dojde k ochlazování hadice ve vodní lázni [6].



Obr. 3.8 Průběh vulkanizace hydraulických hadic [6]

Vlivem teploty dojde k roztažení trnu, který vytlačí pryžovou duši do opletu. Při následném ochlazení se trn opět smrští na původní rozměry, zatímco pryžová duše si ponechá změněnou geometrii. Díky tomu lze z hydraulické hadice trn jednodušeji vytlačit [6].

Po samotné vulkanizaci dojde k odvinutí bandáže, které probíhá na stejné lince jako při navinutí bandáže. Hydraulická hadice pouze prochází linkou opačným směrem. Po odvinutí bandáže putuje hadice na zkušební stanici, kde dojde nejprve k vytlačení trnu pomocí vody, která je tlakována do hadice. Poté následuje zkušební kontrola únosnosti tlaku. Zkontrolované hydraulické hadice jsou namotány na přepravní buben, na kterém putují na finální kontrolu rozměrů, kde jsou vyhovující hydraulické hadice stáčené do svitku, a tím pádem připravené pro expedici k zákazníkovi [6].

3.3 Vliv úhlu opletu hydraulické hadice

Jedním z cílů při výrobě hadic je zabudování výztuhy takovým způsobem, aby se rozměry hadice co nejméně měnily pod tlakovým zatížením. Toho je dosaženo, jestliže je při výrobě dodržen neutrální úhel opletu. Jakákoliv odchylka od neutrálního úhlu opletu znamená větší deformace hadice a menší životnost. Při neutrálním úhlu opletu se působící síly vzniklé pracovním tlakem sobě rovnají, jelikož dojde k vyrovnání působení tangenciálních a axiálních sil [7].

Axiální síla působící na hadici může být vyjádřena vztahem:

$$F_A = \frac{\pi}{4} \cdot d_o^2 \cdot p, \quad (3.1)$$

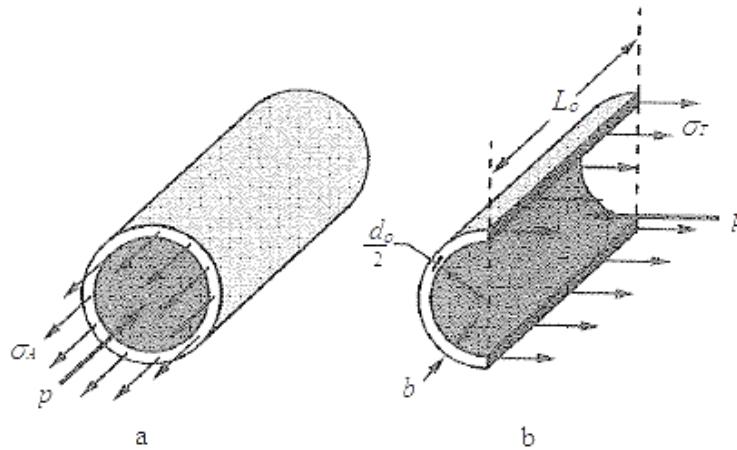
kde d_o je průměr opletu, p je tlak v hadici. Tangenciální síla je vyjádřena:

$$F_T = \frac{L_o \cdot d_o \cdot p}{2}, \quad (3.2)$$

kde L_o je stoupání opletu. Úhel opletu α je dán vztahem:

$$\tan \alpha = \frac{\pi \cdot d_o}{L_o} \quad (3.3)$$

Pro odvození neutrálního úhlu opletu je možné si představit hadici uzavřenou na obou koncích, která má průměr opletu d_o a tloušťku stěny b . Vnitřní tlak p vyvolává axiální normálové napětí σ_A a obvodové normálové napětí σ_T ve stěnách hadice, viz obr. 3.9.



Obr. 3.9 Působící napětí v hydraulické hadici [1]

a – axiální napětí, b – obvodové napětí

Axiální napětí je reakcí na působící tlak a proto platí, že tlak vynásobený plochou řezu hadice je rovný síle působící ve stěně hadice, která vyvolává axiální napětí σ_A (viz obr. 3.9, obr 3.10):

$$p \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \right) = F_A = \sigma_A \cdot (\pi \cdot d_o) \cdot b \quad (3.4)$$

$$\sigma_A = \frac{p \cdot d_o}{4 \cdot b}, \quad (3.5)$$

kde p je tlak v hadici, b je tloušťka stěny, d_o je průměr opletu. Obvodové napětí σ_T se rovná tlaku p vynásobenému plochou řezu rovnoběžnou s osou hadice a rovná se napětí ve stěnách hadice (viz obr. 3.9, obr. 3.10):

$$p \cdot (d_o \cdot 1) = F_T = 2 \cdot \sigma_T (b \cdot 1) \quad (3.6)$$

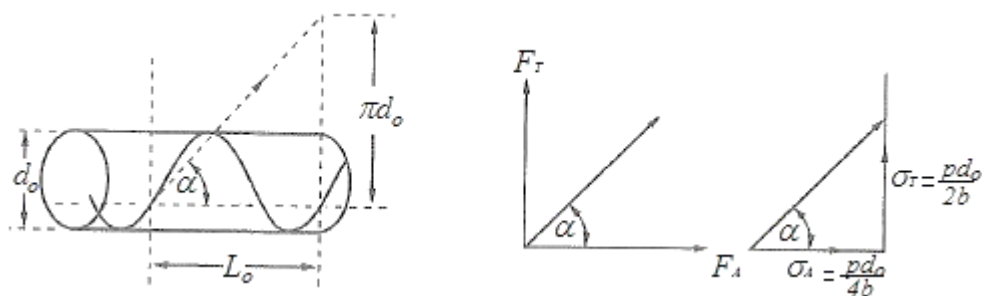
$$\sigma_T = \frac{p \cdot d_o}{2 \cdot b} \quad (3.7)$$

U výsledných napětí lze vidět, že obvodové napětí se rovná dvojnásobku axiálního napětí [6]. Neutrální úhel je dán vztahem:

$$\tan \alpha = \frac{F_T}{F_A} = \frac{\sigma_T}{\sigma_A} \cdot \frac{1}{\tan \alpha} = \frac{2}{\tan \alpha} \quad (3.8)$$

$$\alpha = \tan^{-1}(\sqrt{2}) \quad (3.9)$$

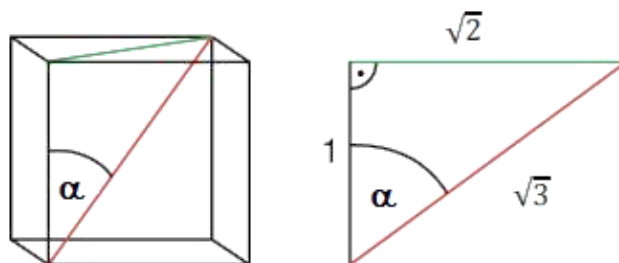
$$\alpha = 54,74^\circ \quad (3.10)$$



Obr. 3.10 Síly působící na opleť [1]

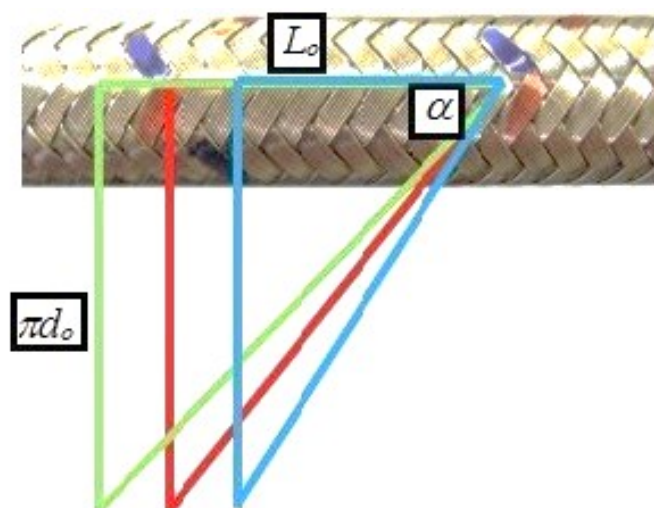
Stejnou hodnotu úhlu má i prostorová úhlopříčka ke hraně jednotkové krychle. Tento úhel se objevuje nejen u geometrie opletu hadice, viz. obr. 3.11 [6]. Výpočet úhlu mezi prostorovou úhlopříčkou a hranou jednotkové krychle:

$$\alpha = \arccos \frac{1}{\sqrt{3}} = \arctan \sqrt{2} \approx 54,74^\circ. \quad (3.11)$$



Obr. 3.11 Úhel mezi tělesovou úhlopříčkou jednotkové krychle a její hranou [6]

Jestliže je neutrální úhel při výrobě hadice dodržen, maximalizuje se její životnost. Hadice není namáhána na smršťování a roztahování, a proto vydrží větší počet pracovních cyklů. Pro dosažení neutrálního úhlu opletu při výrobě hadice musí být rychlost dopravníku hadice taková, aby při jedné otáčce oplétací hlavy byla uražena vzdálenost rovnající se velikosti stoupání opletu, tato situace je znázorněna na obrázku 3.12 červeným trojúhelníkem. Jestliže bude rychlost otáčení oplétací hlavy větší anebo se sníží rychlost dopravníku, dojde ke zvětšení úhlu opletu, znázorněno modrým trojúhelníkem. Jakmile budou otáčky oplétací hlavy zmenšeny anebo dojde ke zvýšení rychlosti dopravníku, dojde ke zmenšení úhlu opletu, tato situace je znázorněna zeleným trojúhelníkem [6].



Obr. 3.12 Vliv neutrálního úhlu opletu [6]

Dnes se tedy výrobci snaží dodržet neutrální úhel opletu, aby jejich výrobky měli co nejdélší životnost. Rozdíl nastává ve chvíli, kdy se daných změn rozměrů hadice využívá, například v pneumatických systémech, konkrétně fluidní sval. V tabulce 3.1 je souhrn změny geometrie při změně úhlu opletu hydraulické hadice. Jak můžeme vidět, při zvětšení i zmenšení úhlu opletu dochází k nárůstu objemu, což mnohonásobně zvyšuje schopnost akumulovat určité množství kapaliny. Změnou neutrálního úhlu opletu dochází ke zvýšení kapacity hydraulické hadice [7].

změna úhlu	změna hadice		
	délka	průměr	objem
větší úhel	roste	klesá	roste
menší úhel	klesá	roste	roste

Tab. 3.1 Tabulka změn při působení tlaku na hydraulickou hadici [7]

4 Matematický model prvků hydraulických systémů

Tvorba matematického modelu spočívá v rozdělení zkoumaného prvku na co nejjednodušší části, tak aby se jednotlivé části prvku dali popsat jednoduchými matematickými rovnicemi. V případě přímočarého hydromotoru můžeme tento prvek rozložit na samotné třecí plochy, těsnicí spáry, pohybující se hmotu v podobě pístnice společně s hmotnou zátěží. Tímto principem zjednodušíme samotný prvek na dílčí části, které zastupují průtok, tření nebo setrvačné síly od pohybujících se hmot. Zmíněné dílčí části lze popsat rovnicemi a soustava těchto rovnic pak tvoří samotný matematický model zkoumaného prvku [8].

Stejný princip tvorby matematického modelu neplatí pouze pro hydraulické systémy, ale je uplatňován i v systémech elektrických, tepelných i mechanických. V mnoha případech došlo při vyhodnocování matematických popisů jednotlivých systémů k velmi výrazné podobnosti. Díky tomuto poznatku došlo k velkému rozvoji při řešení dynamiky hydraulických systémů, jelikož matematické modely hydraulických systémů mají analogii v elektrických systémech, kde byla teorie těchto systémů mnohem více prozkoumanější.

4.1 Elektrická analogie hydraulických odporů

Nalezení analogických hydraulických veličin usnadnilo řešení dynamických jevů v tekutinových mechanismech. Mezi veličiny, které mají analogii v elektrických obvodech patří odpor proti pohybu, odpor proti zrychlení a odpor proti deformaci. Tyto hydraulické odpory odpovídají v elektrické analogii ohmickému odporu, indukčnosti a kapacitě [8].

Pro použití elektrohydraulické analogie musí být splněny následující podmínky:

- ze zapojení hydraulických prvků v systému se musí odvodit zapojení prvků v elektrických obvodech
- musí být známy hydraulické veličiny, ze kterých se dle elektrohydraulické analogie určí veličiny elektrické

Při použití elektrohydraulické analogie průtok Q odpovídá elektrickému proudu i , tlak p odpovídá napětí U . Díky této analogii můžeme určit hydraulické odpory [8].

Hydraulický odpor proti pohybu zahrnuje třecí a místní odpory při proudění kapaliny. Elektrohydraulická analogie mezi odporem proti pohybu a ohmickým odporem je uvedena ve vztazích:

$$R_H = \frac{d(\Delta p)}{dQ}, R = \frac{U}{i} = \frac{dU}{di}, \text{tedy } d(\Delta p) = R_H \cdot dQ, \quad (4.1)$$

kde R_H je odpor proti pohybu, Δp je tlak, Q je průtok, R je ohmický odpor, U je napětí, i je elektrický proud.

Hydraulická indukčnost zahrnuje odpor proti zrychlení, což je vliv setrvačné síly pohybujících se hmot. Elektrohydraulická analogie mezi odporem proti zrychlení a indukčností je uvedena ve vztazích:

$$L_H = \frac{\Delta p}{\frac{dQ}{dt}}, L = \frac{U}{\frac{di}{dt}} \text{ tedy } \Delta p = L_H \cdot \frac{dQ}{dt}, \quad (4.2)$$

kde L_H je hydraulická indukčnost, Δp je tlak, Q je průtok, t je čas, U je napětí, i je elektrický proud.

Odpor proti deformaci je dán vztahem:

$$D_H = \frac{\frac{d\Delta p}{dt}}{Q} = \frac{d\Delta p}{d\Delta V}, \quad (4.3)$$

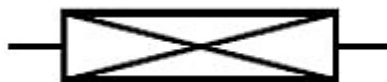
kde D_H je odpor proti deformaci, Δp je tlak, Q je průtok, t je čas, ΔV je změna objemu. Hydraulická kapacita představuje převrácenou hodnotu odporu proti deformaci. Elektrohydraulická analogie mezi hydraulickou kapacitou a elektrickou kapacitou je uvedena ve vztazích:

$$C_H = \frac{Q}{\frac{d\Delta p}{dt}}, C = \frac{i}{\frac{dU}{dt}} \text{ tedy } Q = C_H \cdot \frac{d\Delta p}{dt} \Rightarrow \Delta p = \frac{1}{C_H} \int Q dt, \quad (4.4)$$

kde C_H je hydraulická kapacita, Δp je tlak, Q je průtok, t je čas, C je elektrická kapacita, U je napětí, i je elektrický proud.

4.2 Odpor proti pohybu

Hydraulický odpor proti pohybu zahrnuje všechny třecí i místní ztráty vytvářející odpor proti proudění kapaliny. Jestliže se jedná o proudění laminární, odpor proti pohybu je na průtoku lineárně závislý, při vyvinutém turbulentním proudění je odpor proti pohybu závislý na průtoku kvadraticky. Na obrázku 4.1 můžeme vidět značku odporu proti pohybu.



Obr. 4.1 Značka odporu proti pohybu [8]

Hydraulický odpor proti pohybu:

$$R_H = \frac{d(\Delta p)}{dQ}, \quad (4.5)$$

kde R_H je odpor proti pohybu, Δp je tlak, Q je průtok, zahrnuje třecí a místní odpory při proudění kapaliny. Lze určit výsledné odpory jak pro laminární proudění, tak pro proudění turbulentní. Pro odpor proti pohybu obecně platí mocninná funkce:

$$\Delta p = R \cdot Q^n, \quad (4.6)$$

kde pro laminární proudění $n = 1$. Poté lze odpor proti pohybu vyjádřit pomocí vztahu:

$$R = \frac{\Delta p}{Q} \quad (4.7)$$

Z rovnice pro tlakovou ztrátu lze vyjádřit odpor proti pohybu:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho, \quad (4.8)$$

kde λ je součinitel tření ve vedení, l je délka vedení, d je vnitřní průměr vedení, v je střední rychlost proudění ve vedení, ρ je hustota pracovní kapaliny. Součinitel tření λ ve vedení lze vyjádřit dle vztahu:

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (4.9)$$

kde Re je Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (4.10)$$

kde ν je rychlost proudění ve vedení, d je vnitřní průměr vedení, ν je kinematická viskozita kapaliny.

Po úpravě vztahu pro tlakovou ztrátu dostaneme výsledný odpor proti pohybu u laminárního proudění:

$$\Delta p = \frac{128}{\pi} \cdot \frac{\rho \cdot \nu \cdot l}{d^4} Q \quad (4.11)$$

$$R_{lam} = \frac{128 \cdot \rho \cdot \nu \cdot l}{\pi d^4}, \quad (4.12)$$

kde l je délka vedení, d je vnitřní průměr vedení, ν je kinematická viskozita kapaliny, ρ je hustota pracovní kapaliny. Pro turbulentní proudění $n = 2$ je odpor určen kvadratickou závislostí:

$$\Delta p = R \cdot Q^2 \quad (4.13)$$

Výsledný odpor proti pohybu u turbulentního proudění:

$$R_{turb} = \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{\rho \cdot \lambda \cdot l}{d^5}, \quad (4.14)$$

kde λ je součinitel tření ve vedení, l je délka vedení, d je vnitřní průměr vedení, ρ je hustota pracovní kapaliny.

4.3 Odpor proti zrychlení

Odpor proti zrychlení neboli hydraulická indukčnost zahrnuje vliv setrvačné síly, ať už se jedná o setrvačnost kapaliny nebo setrvačnost pohybující se pístnice, pístu, zátěže na hydromotoru nebo pružiny. Značka odporu proti zrychlení je na obrázku 4.2.



Obr. 4.2 Značka odporu proti zrychlení [8]

Hydraulická indukčnost je dána vztahem:

$$L_H = \frac{\Delta p}{\frac{dQ}{dt}}, \quad (4.15)$$

kde L_H je hydraulická indukčnost, Δp je tlak, Q je průtok, t je čas. Tlakový spád na délce l je dán rovnicí:

$$\Delta p = L_H \cdot \frac{dQ}{dt} \quad (4.16)$$

Odpor proti zrychlení u pohybu přímočarého je dán vztahem:

$$L_H = \frac{m}{S^2}, \quad (4.17)$$

kde m je hmotnost pohybující se hmoty, S je průřez pohybující se hmoty. Odpor proti zrychlení u pohybu rotačního je dán vztahem:

$$L_H = \left(\frac{2 \cdot \pi}{V_t}\right)^2 \cdot J, \quad (4.18)$$

kde V_t je objem rotujících hmot za jednu otáčku, J moment setrvačnosti rotujících hmot.

4.4 Odpor proti deformaci

Odpor proti deformaci vyjadřuje schopnost akumulovat do sebe určité množství kapaliny. Mezi prvky, kde se projevuje tento odpor patří akumulátor, nádrž, pružina nebo také hadice deformovaná vlivem tlaku. Mezi tento odpor se také uvažuje samotná stlačitelnost kapaliny. Značení odporu proti deformaci je na obrázku 4.3.



Obr. 4.3 Značka odporu proti deformaci [8]

Odpor proti deformaci se také vyjadřuje hydraulickou kapacitou daného prvku, což je obrácená hodnota odporu proti deformaci.

Odpor proti deformaci je dán vztahem:

$$D_H = \frac{d\Delta p}{Q} = \frac{d\Delta p}{d\Delta V}, \quad (4.19)$$

kde D_H je odpor proti deformaci, Δp je tlak, Q je průtok, t je čas, ΔV je změna objemu. Jestliže se hydraulická kapacita rovná obrácené hodnotě odporu proti deformaci, lze ji vyjádřit vztahem:

$$C_H = \frac{Q}{\frac{d\Delta p}{dt}} \quad (4.20)$$

5 Hydraulická kapacita

Hydraulická kapacita se rovná převrácené hodnotě odporu proti deformaci, což je schopnost daného prvku akumulovat v sobě určité množství kapaliny. Čím má daný prvek menší odpor proti deformaci, tím se jeho kapacita zvyšuje. Hydraulické vedení se může realizovat pomocí ocelového potrubí anebo pomocí hydraulických hadic. Rozdíl v kapacitě je u těchto prvků zřetelný. Zatímco materiál potrubí je ocel, hydraulická hadice je tvořena jak z ocelového opletu, tak z vnitřní pryžové duše společně s gumovým obalem. Ze skladby hydraulických hadic je patrné, že díky jejich materiálovým vlastnostem bude jejich odpor proti deformaci menší než u ocelového potrubí.

V mé diplomové práci se budu věnovat kapacitě hydraulického vedení. Při zvýšení tlakové energie působící na vedení dojde ke zvětšení objemu vedení. Kapacitu nám pak určuje několik parametrů. Prvním z nich je flexibilita vedení. Tu lze vyjádřit pomocí modulu pružnosti v tahu E . Tzv. Youngův modul lze definovat jako poměr napětí a jím vyvolané deformace. Čím má daný materiál menší hodnotu modulu pružnosti, tím dochází k jeho deformaci již při nižším napětí.

Modul pružnosti v tahu je vyjádřen vztahem:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon}, \quad (5.1)$$

kde σ je napětí v tahu, ε je poměrná deformace.

Další parametr, který ovlivní kapacitu vedení je stlačitelnost proudící kapaliny. Jestliže budeme mít stejný systém, ale v jednom bude proudícím médiem voda a ve druhém olej, systém s olejem bude mít větší kapacitu než systém s vodou. Čím menší je hodnota modulu objemové pružnosti K , tím je větší kapacita. Další významný podíl na kapacitě má obsah nerozpuštěného vzduchu v kapalině. Zvyšující se počet bublin v systému zvýší stlačitelnost kapaliny, a tím pádem i kapacitu vedení. Všechny tyto parametry dohromady ovlivňují kapacitu daného prvku [10].

Kapacita hydraulického vedení je dána vztahem:

$$C_V = \frac{V}{K_0} \cdot \left(1 + \frac{K_0 \cdot d}{E \cdot s}\right), \quad (5.2)$$

kde K_0 je modul objemové pružnosti, V je objem, d je vnitřní průměr potrubí, E je modul pružnosti v tahu, s je tloušťka stěny.

Jestliže se v hydraulickém systému nevyskytují vzduchové bubliny, modul objemové pružnosti K_0 je určen vztahem:

$$K_0 = \frac{V_0 \cdot \Delta p}{\Delta V_0}, \quad (5.3)$$

kde V_0 je počáteční objem kapaliny, Δp je tlak kapaliny, ΔV_0 je přírůstek objemu kapaliny. Jakmile se v hydraulickém systému vyskytují vzduchové bubliny, modul objemové pružnosti K_c je určen vztahem:

$$K_c = K_0 \cdot \frac{1 + \alpha \cdot \left(\frac{p_a}{p_a + p}\right)^{1/n}}{1 + \alpha \cdot K_0 \cdot \frac{p_a^{1/n}}{n \cdot (p_a + p)^{(n+1)/n}}}, \quad (5.4)$$

kde K_0 je modul objemové pružnosti pro systém bez vzduchových bublin, α je relativní obsah plynu při atmosférickém tlaku, p_a je atmosférický tlak, p je tlak, n je poměr měrných tepelných kapacit.

Určit přesnou kapacitu hydraulické hadice je složitější než u ocelového potrubí. Vztah pro určení modulu pružnosti v tahu hydraulické hadice E_H vychází z objemového modulu pružnosti a vztahu pro tenkostěnnou trubku [10]. Modul pružnosti hydraulické hadice:

$$E_H = \frac{1}{\left(\frac{\Delta V_{0,H}}{V_{0,H} \cdot \Delta p} - \frac{1}{K_0}\right) \cdot \frac{b}{d_H}}, \quad (5.5)$$

kde $\Delta V_{0,H}$ je přírůstek objemu v důsledku stlačitelnosti oleje a hadice, $V_{0,H}$ je objem oleje v hadici, Δp je tlak v hadici, K_0 je modul objemové pružnosti, b je tloušťka stěny hadice, d_H je vnitřní průměr hadice neboli světlost hadice.

5.1 Vliv paralelní kapacity na dynamiku hydraulického systému

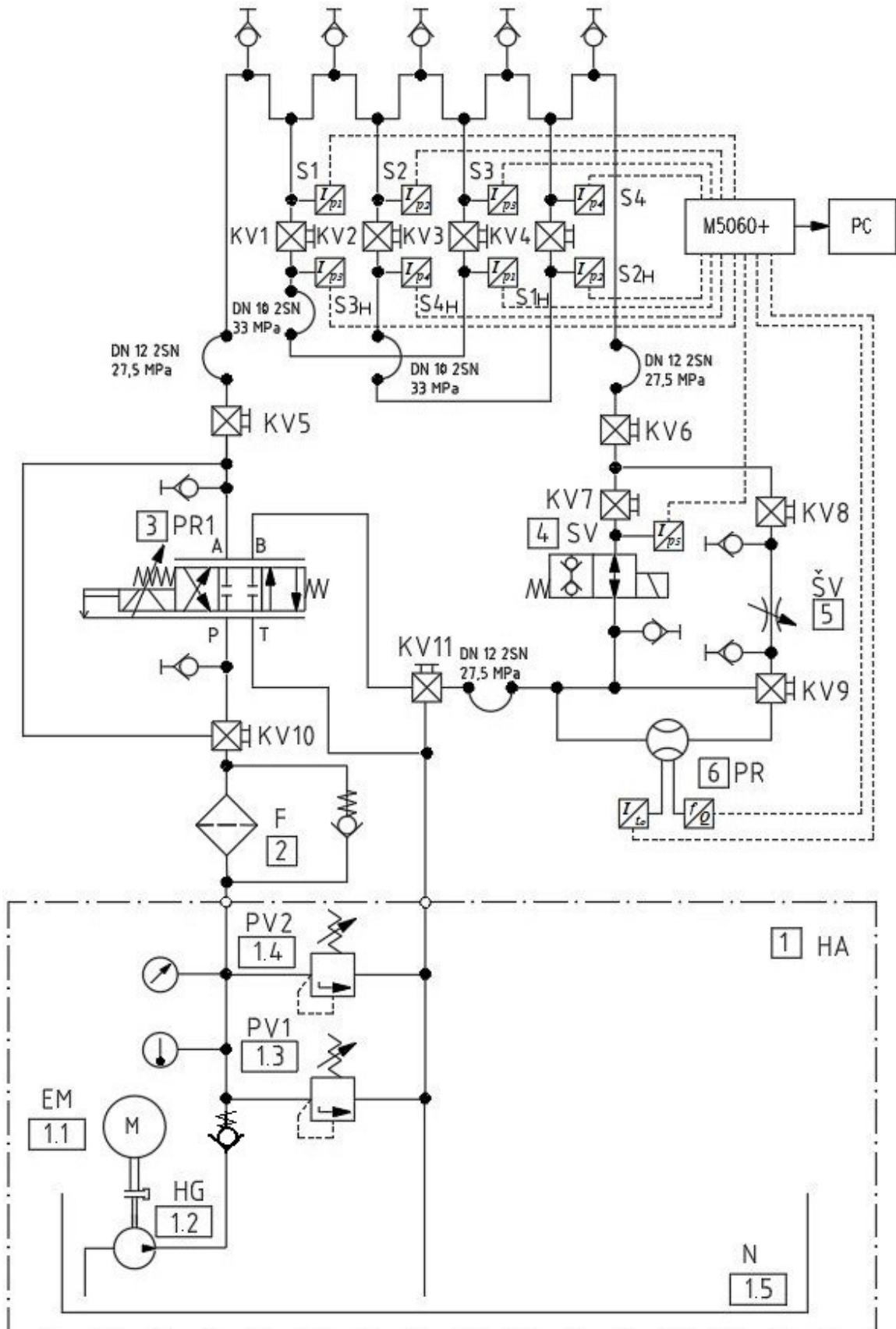
V praktické části mé práce se zabývám experimentálním měřením vlivu paralelní kapacity tvořené hydraulickou hadicí, která bude připojena na svitek ocelového potrubí na několika místech, různě vzdálených od místa rychlého uzavření proudění kapaliny, kde

dojde ke vzniku hydraulického rázu. Hlavním úkolem je zjistit, jak ovlivní kapacita připojené hydraulické hadice dynamiku hydraulického systému.

Volba hydraulické hadice oproti ocelovému potrubí je z důvodu vyšší kapacity. Nově vzniklá paralelní kapacita může způsobit změnu chování celého systému. Mezi první myšlenky patří lepší zatlumení při hydraulickém rázu. Dalším parametrem, který může ovlivnit změnu chování je vzdálenost připojené kapacity od vzniku hydraulického rázu. Ke zjištění celkového účinku paralelní kapacity bude provedeno experimentální měření.

6 Návrh hydraulického obvodu

Experimentální měření probíhalo na hydraulickém obvodu dle schématu na obrázku 6.1.

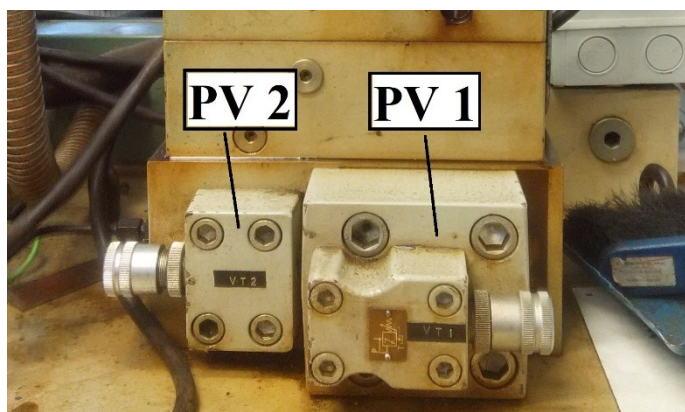


Obr. 6.1 Schéma hydraulického obvodu

Obvod je složen z hydraulického agregátu HA, kde je uspořádání prvků umístěno na víku nádrže a na zadní stěně nádrže. Pohon hydraulického obvodu se skládá z elektromotoru EM o výkonu $P = 22 \text{ kW}$ a neregulačního hydrogenerátoru HG, viz obr. 6.2. Elektromotor dosahuje otáček $n_{el} = 1460 \text{ min}^{-1}$ a je vertikálně umístěn na víku na nádrži. Přímou v nádrži je umístěn hydrogenerátor HG. Výtlak z hydrogenerátoru HG je propojen s rozvodnou kostkou na víku nádrže. Tímto blokem vede i odpadní větev zpět do nádrže. Na bloku je dále umístěn pojistný ventil PV1 společně s ventilem přepouštěcím PV2, jak je vidět na obrázku 6.3.



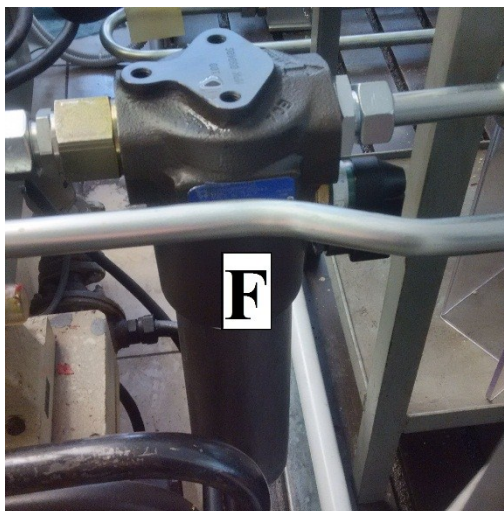
Obr.6.2 Foto elektromotoru



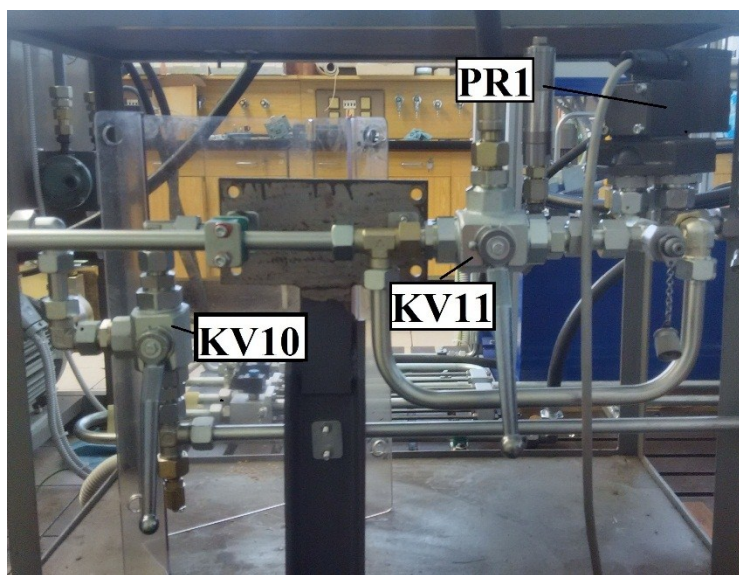
Obr. 6.3 Foto umístění pojistného ventilu PV1 a přepouštěcího ventilu PV2 na rozvodné kostce

Na výtlak rozvodné kostky je připojeno ocelové potrubí, které vede do filtru. Jedná se o vysokotlaký filtr F od firmy MP Filtri, viz obr. 6.4. V obvodu slouží k ochraně proporcionálního rozváděče, který požaduje vyšší čistotu kapaliny. Výtlak dále pokračuje na trojcestný kulový ventil KV10, kde jedna cesta pokračuje na proporcionální rozváděč PR1 a druhá slouží k obtoku zmíněného rozváděče, viz obr. 6.5, obr. 6.6. Před a za

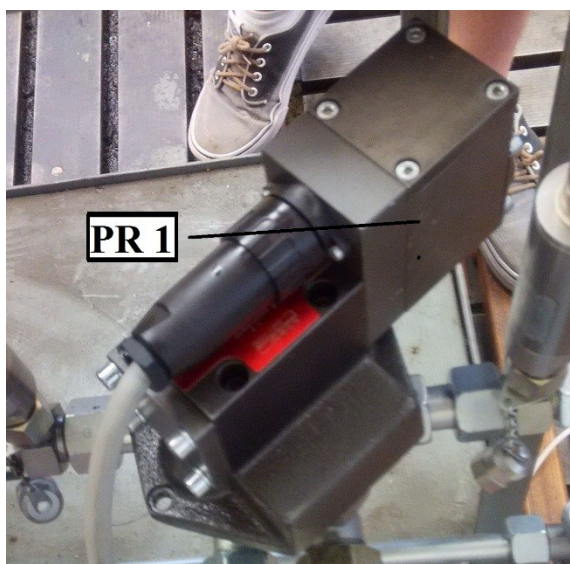
rozdávěčem PR1 jsou našroubovány minimes připojky pro snímání tlakového spádu na proporcionálním rozváděči. Obtoková větev je za rozváděčem připojena zpět pomocí T - kusu. Hydraulické vedení dále pokračuje na dvoucestný kulový ventil KV5, za ventilem je připojena hydraulická hadice o velikosti DN 12 se dvěma oplety, pracovním tlakem do 27,5 MPa a délce 0,5 metrů. Kulový ventil KV5 slouží k uzavření toku kapaliny do svitku ocelového potrubí.



Obr. 6.4 Foto vysokotlakého filtru F od firmy MP Filtri



Obr. 6.5 Foto trojcestných kulových ventilů KV10 a KV11 sloužící k obtoku proporcionálního rozváděče PR1



Obr. 6.6 Foto proporcionálního rozváděče PR1

Hydraulická hadice je napojena na hydraulického potrubí, které je vidět na obrázku 6.7.



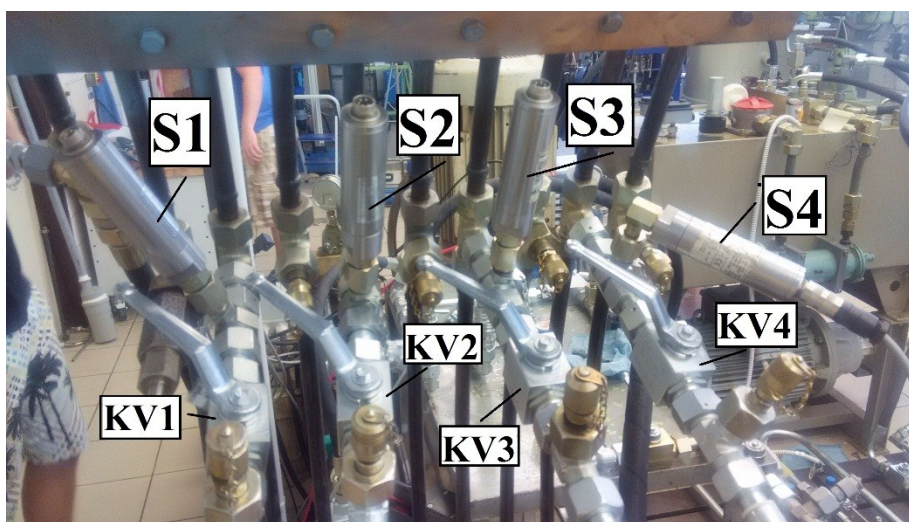
Obr. 6.7 Foto svitku hydraulického potrubí [16]

Jedná se o ocelové potrubí o světlosti DN 12 s tloušťkou stěny 2 mm, které tvoří pomocí jednotlivých závitů potrubí kruhový profil o průměru 1,91 metrů. Celková délka potrubí je 60 metrů. Potrubí je tvořeno deseti závity, kde je na každém závitě pomocí T-kusu realizována možnost připojení. Díky této možnosti jsme na T-kus připojili minimess přípojku pro snímač tlaku, dále je zde našroubován dvoucestný kulový ventil KV1. Za ventilem je opět našroubována minimess přípojka. Takto byly minimess přípojky společně s kulovými ventily umístěny na druhý, čtvrtý, šestý a osmý závit potrubí, viz obr. 6.8, obr. 6.9. K druhému a šestému závitě potrubí je připojena hydraulická hadice se dvěma ocelovými oplety o velikosti DN 10 s maximálním pracovním tlakem do 33 MPa a délce

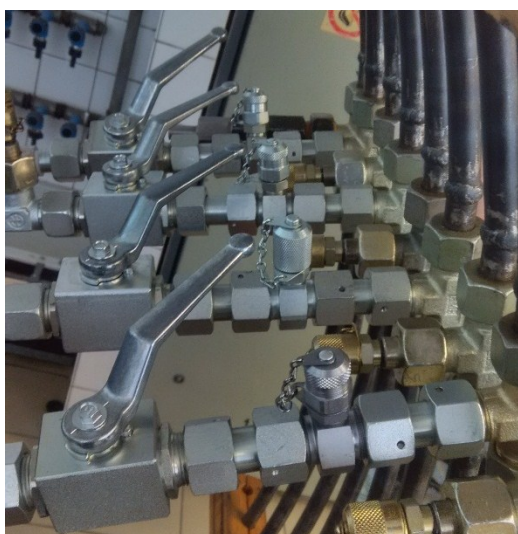
2 metrů. Stejnou hydraulickou hadicí je spojen čtvrtý a osmý závit hydraulického potrubí. Připojením hydraulické hadice vytváříme paralelní kapacitu. Správným uzavřením a otevřením kulových ventilů můžeme paralelní kapacitu hadice připojit na různých místech tratě hydraulického potrubí, viz tab. 6.1. Na posledním závitě je připojena hydraulická hadice o velikosti DN 12 se dvěma oplety, pracovním tlakem do 27,5 MPa a délkou 1 metru. Tato hadice je přivedena na dvoucestný kulový ventil KV6, který při jeho uzavření zabrání průtoku kapaliny z hydraulického potrubí.

Snímač	S1	S2	S3	S4
Vzdálenost připojení od začátku měřeného potrubí v metrech	12	24	36	48

Tab. 6.1 Místa připojení snímačů tlaku na měřeném potrubí



Obr. 6.8 Foto uspořádání snímačů tlaku na hydraulickém potrubí

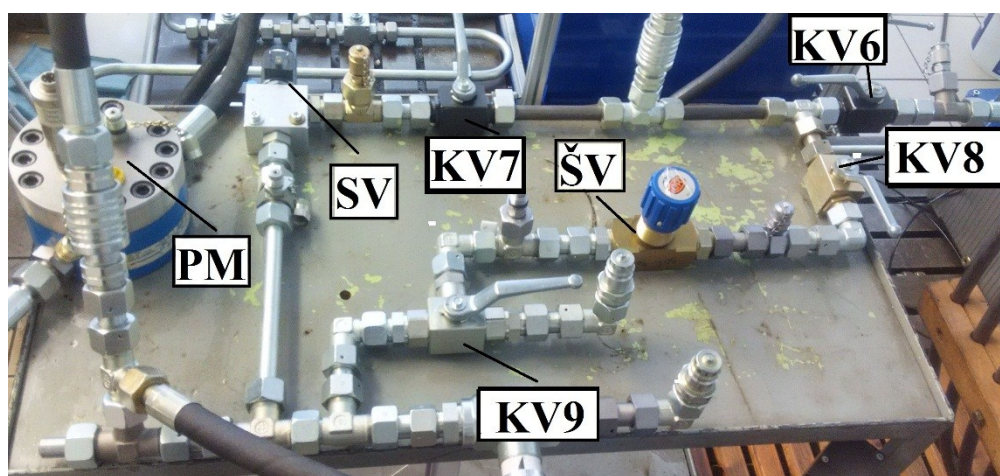


Obr. 6.9 Foto možnosti připojení pomocí T-kusů

Vedení dále pokračuje na T-kus, kde jedna cesta vede na sedlový ventil SV, kterým se bude realizovat hydraulický ráz. Před ventilem je umístěna minimess přípojka pro snímání tlaku před ventilem. Sedlový ventil SV i s umístěním snímače S5 je vidět na obrázku 6.10. Druhá cesta vede na škrticí ventil ŠV. Obě cesty jsou opatřeny dvoucestnými kulovými ventily KV7 a KV8, které slouží k jejich uzavření. Za škrticím ventilem ŠV je připojen trojcestný kulový ventil KV9, kde jedna z cest vede k rychlospojce, na které je připojen průtokoměr PR. Z průtokoměru PR vedení pokračuje na rychlospojku, kde poté proud kapaliny pokračuje hadicí na trojcestný kulový ventil KV11. Druhá cesta vede rovnou na hadici. Na obrázku 6.11 je vidět, že trať má několik paralelně připojených větví, které umožňují různé kombinace proudění kapaliny, a to z důvodu použití hydraulického obvodu pro různá laboratorní měření.



Obr. 6.10 Foto umístění snímače tlaku S5



Obr. 6.11 Foto uspořádání trati za svitkem hydraulického potrubí

Hydraulické vedení dále pokračuje na trojcestný kulový ventil KV11. Tímto ventilem můžeme nasměrovat průtok kapaliny buď na proporcionální rozváděč PR1, konkrétně kanál s označením B, anebo přímo do odpadu na rozvodové kostce, kde kapalina pokračuje do hydraulické nádrže, kde může být znovu načerpána.

6.1 Specifikace prvků

V tabulce 6.2 vidíme specifikaci prvků hydraulického obvodu.

č.	Název	Typ, parametry	Ks	Dodavatel	Poznámka
1	Hydraulický agregát HA	SA 3-250 01.0-221	1	TOS Rakovník	
1.1	Elektromotor EM	VB180L04	1		
1.2	Hydrogenerátor HG		1		neregulační
1.3	Pojistný ventil PV1		1		
1.4	Přepouštěcí ventil PV2		1		
1.5	Nádrž		1		
2	Vysokotlaký filtr F	FHP1352BAG2	1	MP Filtri	max. 42 MPa
3	Proporcionální rozváděč PR1	PRL2-06-32-0-24	1	Argo Hytos	
4	Sedlový ventil SV	SD1E-A2-2S5	1	Argo Hytos	
5	Škrticí ventil ŠV	STB1200	1		max. 28 MPa
6	Průtokoměr PR	GFM70	1	Hydrotechnik	zubový
	2-cestný kulový ventil KV(1-8)	BKH 16S 1113 PN500	8		$S = 13 \text{ mm}$
	3-cestný kulový ventil KV(10-11)	BK3 2123 PN350	2		$S = 20 \text{ mm}$
	3-cestný kulový ventil KV9	BK3 1123 PN350	1		$S = 13 \text{ mm}$

Tab. 6.2 Specifikace prvků hydraulického obvodu

7 Popis jednotlivých prvků měřicího obvodu

Popis jednotlivých prvků měřicího obvodu slouží k lepšímu přehledu technických parametrů jednotlivých prvků.

7.1 Hydraulický agregát SA3-250 01.0-221

Jedná se o hydraulický agregát od Firmy TOS Rakovník. Uspořádání prvků je na víku nádrže, viz obr. 7.1.

Základní parametry:

- maximální průtok: $64 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- objem nádrže: 250 dm^3
- rok výroby: 1981
- neregulační hydrogenerátor
- elektromotor o výkonu 22 kW



Obr. 7.1 Foto hydraulického agregátu

7.2 Filtr FHP1352BAG2

Hlavní funkcí filtru je ochránit proporcionální rozváděč PR1 před nečistotami. Jedná se o tlakový filtr od firmy MP Filtri, viz obr. 7.2.

Základní parametry:

- maximální průtok: $105 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- filtrace: $6 \text{ }\mu\text{m}$
- materiál těsnění: NBR
- maximální tlak: 42 MPa



Obr. 7.2 Vysokotlaký filtr od firmy MP filtri [11]

7.3 Proporcionální rozváděč PRL2-06-32-0-24

Přímo řízený 3 – polohový 4 – cestný proporcionální rozváděč se zpětnou vazbou polohy šoupátka o světlosti DN 06 od firmy Argo Hytos, viz obr. 7.3.

Základní parametry:

- jmenovitá světlost: 6 mm
- jmenovitý tlak: 25 MPa
- jmenovitý průtok: $32 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- krytí šoupátka: nulové



Obr. 7.3 Proporcionální rozváděč od firmy Argo Hytos [12]

7.4 Sedlový ventil SD1E-A2/H2S5

Jedná se o vestavný sedlový ventil firmy Argo Hytos, oboustranně těsnící, viz obr. 7.4. Ovládací napětí je 24 V DC. Tímto ventilem se budou realizovat hydraulické rázy.

Základní parametry:

- maximální průtok: 30 dm³·min⁻¹
- maximální tlak: 35 MPa
- těsnění: NBR



Obr. 7.4 Vestavný sedlový ventil od firmy Argo hytos [14]

7.5 Trojcestný kulový ventil BK3 2123 PN350

Základní parametry:

- jmenovitá světlost: 20 mm
- pracovní tlak: (25 ÷ 40) MPa
- těsnění pod pákou: NBR



Obr. 7.5 Trojcestný kulový ventil [13]

7.6 Dvoucestný kulový ventil BKH 16S 1113 PN500

Základní parametry:

- jmenovitá světlost: 13 mm
- pracovní tlak: (35 ÷ 50) MPa
- těsnění pod pákou: NBR



Obr. 7.6 Dvoucestný kulový ventil [13]

7.7 Zubový průtokoměr GFM70

Pro měření průtoku byl použit zubový průtokoměr od firmy Hydrotechnik, který je schopen měřit v rozsahu od $Q = (0,7 \div 70) \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Přesnost měření se pohybuje v oblasti $\pm 4 \%$. Zvolený průtokoměr má hodnotu geometrického objemu $V_g = 2,222 \text{ cm}^3$ a může pracovat do maximálního tlaku $p = 40 \text{ MPa}$, viz obr. 7.7 [14].

Základní parametry:

- princip měření: posunutí
- výstupní signál: frekvenční
- rozsah viskozity: (10 ÷ 500) $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
- teplota média: (-20 ÷ 120) °C
- napájecí napětí: (12 ÷ 24) V DC



Obr. 7.7 Zubový průtokoměr GFM70 od firmy Hydrotechnik [14]

7.8 Snímač tlaku PR15

Základní parametry:

- princip měření: piezorezistivní
- rozsah měření: (0 ÷ 40) MPa
- výstupní signál: (4 ÷ 20) mA
- utahovací moment: 40 Nm (\pm 5 Nm)
- Výrobce: Hydrotechnik



Obr. 7.8 Snímač tlaku PR15 [14]

7.9 Snímač teploty PT100

Jedná se o odporový snímač teploty od firmy Hydrotechnik. Snímač má krátkou časovou odezvu, vynikající dlouhodobou teplotní stabilizaci a vysokou spolehlivost, viz obr.7.9.

Základní parametry:

- princip měření: odporový snímač
- měřicí rozsah: (-50 ÷ -200) °C
- výstupní signál: (0/4 ÷ 20) mA
- přesnost měření: \pm 1 %



Obr. 7.9 Snímač teploty od firmy PT100 [14]

7.10 Měřicí zařízení M 5060+

Multi Systém 5060+ od firmy Hydrotechnik je univerzální měřicí přístroj pro snímače s elektrickým výstupem. Umožňuje měřit veličiny, jako je tlak, teplota, průtok a další,

najednou. Maximální počet připojených snímačů současně je 8. M 5060+ má 6 analogových vstupů a 2 vstupy frekvenční. Přístroj je napájen buď externě, nebo z baterie. Snímače jsou napájeny z přístroje. U měřicího přístroje M 5060+ můžeme měřené hodnoty odečítat z displeje nebo si je nechat ukládat do vnitřní paměti, viz obr. 7.10 [14].

Základní parametry:

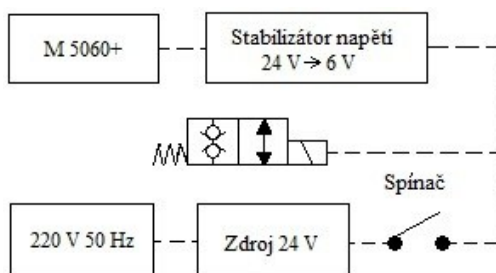
- analogové vstupy proudové: $(0 \div 20) \text{ mA}$, $(4 \div 20) \text{ mA}$
- analogový vstup napěťový: $(0/2 \div 10) \text{ V}$, $(\pm 10) \text{ V}$, $(1 \div 5) \text{ V}$
- frekvenční vstup
- externí napájení: $(24 \div 30) \text{ V}$



Obr. 7.10 Měřicí zařízení M 5060+ od firmy Hydrotechnik [14]

7.11 Řídicí elektronika sedlového ventilu SV

Přímo řízený vestavný sedlový ventil SV je ovládán elektromagneticky. Zdroj napětí v laboratoři měl hodnotu napětí ze sítě, tedy $U = 230 \text{ V}$ s frekvencí $f = 50 \text{ Hz}$. Napájecí napětí ventilu SV je $U = 24 \text{ V} \pm 15 \%$. Proto nebylo možné napojit řídicí signál přímo. Aby bylo možné ventil řídit, musí být zapojen zdroj stejnosměrného napětí. Pro přesné stanovení přivedení řídicího signálu na ventil se snímalo výstupní napětí na stabilizátoru napětí, které mělo konstantní hodnotu $U = 6 \text{ V}$. Měřicí zařízení M 5060+ nepracuje se vstupní hodnotou $U = 24 \text{ V}$. Proto byl zde zařazen stabilizátor napětí, který pracuje na principu integrovaného obvodu. Jednoduchým mechanickým spínačem bylo řešeno otevírání a zavírání ventilu [15]. Schéma řízení můžeme vidět na obrázku 7.11



Obr. 7.11 Schéma ovládací elektroniky sedlového ventilu SV

8 Popis experimentálního měření

Hydraulický obvod je sestaven dle schématu, viz obr. 6.1. K hydraulickému obvodu jsou připojeny snímače tlaku p , průtoku Q a teploty t_o . Všechny snímače jsou připojeny pomocí minimess přípojky. Snímače S1, S2, S3, S4 a S5 jsou připojeny na analogové vstupy měřicího přístroje M 5060+. Snímač průtoku Q je zapojen na frekvenční vstup měřicího přístroje M 5060+. Z důvodu omezení počtu analogových vstupů do měřicího zařízení, při variantě s paralelně zapojenou hydraulickou hadicí při otevření kulového ventilu KV1, snímač tlaku S1 je přemístěn na konec hydraulické hadice S1_H, viz obr. 6.1. To znamená, že z minimess přípojky před kulovým ventilem KV1 byl snímač S1 přesunut na minimess přípojku na konci hadice S1_H. Zmíněná varianta platí pro připojení paralelní kapacity na druhém závitu hydraulického potrubí. Stejným principem je řešen omezený počet snímačů tlaku při připojení paralelní kapacity na čtvrtém, šestém a osmém závitu ocelového svitku měřeného potrubí. K proporcionálnímu rozváděči PR1 je připojena elektronika řízení. Elektronika je propojena s počítačem PC, na kterém se v programu Matlab SimScape Fluids zadávají požadované vstupní řídicí signály. Na elektronice je nastaveno externí řízení analogovým signálem $U = (0 \div 10)$ V. Sedlový ventil SV je ovládán pomocí spínače. Elektronika řízení sedlového ventilu SV je popsána ve specifikaci jednotlivých prvků měřicího obvodu, viz obr. 7.11.

8.1 Postup stanovení tlakových ztrát na hydraulickém vedení

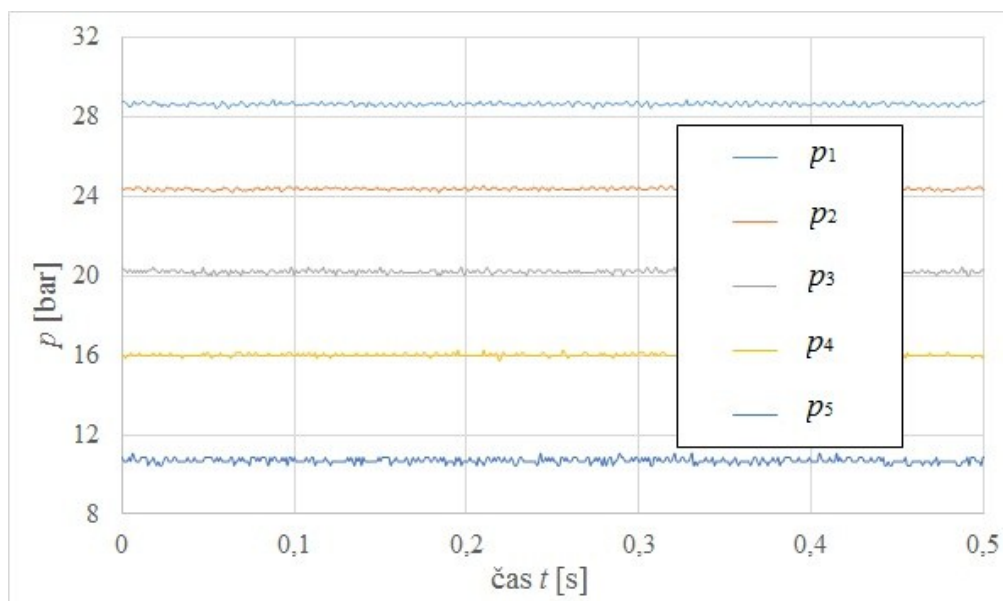
Zapneme hydraulický agregát HA. Na přepouštěcím ventilu PV2 nastavíme tlak $p_{pv} = 5$ MPa. Pomocí proporcionálního ventilu PR1 větvíme průtok tak, že část kapaliny pokračuje do svitku hydraulického potrubí a část je přepouštěna přes přepouštěcí ventil PV2 zpět do nádrže. Na proporcionální rozváděč PR1 přivádíme řídicí signál $U = 2$ V, a to při přepouštěcím tlaku $p_{pv} = 5$ MPa. Při tomto nastavení změříme průtok Q průtokoměrem PR a teplotu t_o snímačem teploty umístěným na průtokoměru PR připojeným za kulovým ventilem KV9. Kulový ventil KV7 při měření průtoku Q uzavřeme. Po naměření průtoku Q kulový ventil KV7 otevřeme, a naopak ventil KV8 zavřeme. Nyní změříme tlakové ztráty celé tratě, a to pomocí snímačů S1, S2, S3, S4 a S5. Získáváme tlaky p_1, p_2, p_3, p_4 a p_5 . Během celého měření je trojcestný kulový ventil KV11 otevřen tak, aby kapalina proudila rovnou do nádrže, ne přes proporcionální rozváděč PR1. Toto měření opakujeme pro různé řídicí signál U proporcionálního rozváděče PR1, který má hodnotu $U = (2 \div 10)$ V, a to po krocích $U = 2$ V, při přepouštěcím tlaku $p_{pv} = 5$ MPa a $p_{pv} = 7,5$ MPa. Zvyšováním řídicího

signálu U a přepouštěcího tlaku p_{pv} zvyšujeme průtok Q proudící do svitku ocelového potrubí. Z naměřených dat vypracujeme grafy a vyhodnotíme je, viz obr. 8.1, 8.2.

8.2 Měření tlakové ztráty na hydraulickém vedení

V grafu na obrázku 8.1 jsou zakresleny tlakové ztráty hydraulického vedení. Průtok, který proudil přes proporcionální rozváděč PR1 do svitku ocelového potrubí je $Q = 26,57 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Zbytek kapaliny proudil přes přepouštěcí ventil PV2 zpět do nádrže. Nastavený přepouštěcí tlak byl $p_{pv} = 5 \text{ MPa}$. Přivedený řídicí signál na proporcionální rozváděč PR1 byl $U = 10 \text{ V}$. Měření se provádělo s hydraulickým olejem viskózní třídy VG 32 při teplotě $t_o = 42,2 \text{ C}$.

Je vidět, že tlaky snímané na svitku ocelového potrubí mají mezi sebou obdobný tlakový spád $\Delta p = 0,4 \text{ MPa}$. Vzdálenost mezi jednotlivými snímači je 12 m. To znamená, že jeden metr svitku ocelového potrubí vytváří tlakovou ztrátu $\Delta p_m = 0,033 \text{ MPa}$ při průtoku $Q = 26,57 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Hodnota tlaku $p_5 = 1,069 \text{ MPa}$ představuje tlakovou ztrátu tvořenou sedlovým ventilem SV, kulovým ventilem KV11 a samotným zpětným vedením do nádrže.

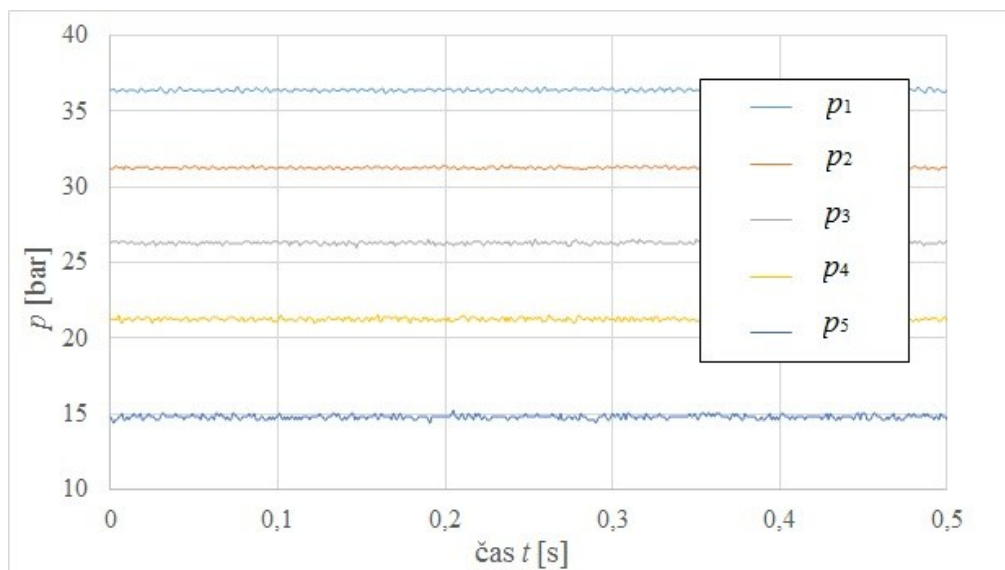


Obr. 8.1 Graf tlakových ztrát na hydraulickém vedení při $Q = 26,57 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
a $p_{pv} = 5 \text{ MPa}$

V grafu na obrázku 8.2 jsou zakresleny tlakové ztráty hydraulického vedení. Průtok, který proudil přes proporcionální rozváděč PR1 do svitku ocelového vedení je $Q = 31,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Zbytek kapaliny proudilo přes přepouštěcí ventil PV2 zpět do nádrže. Nastavený přepouštěcí tlak byl $p_{pv} = 7,5 \text{ MPa}$. Přivedený řídicí signál na proporcionální

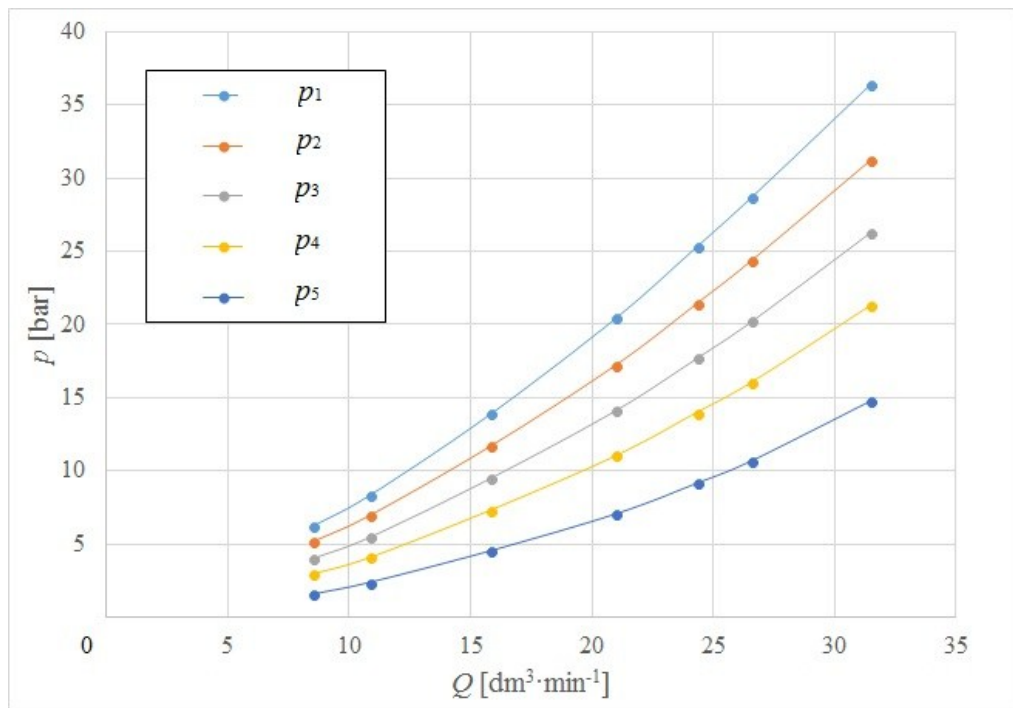
rozdávěč PR1 byl $U = 8 \text{ V}$. Měření se provádělo s hydraulickým olejem viskózní třídy VG 32 při teplotě $t_o = 44,2 \text{ C}$.

Zvýšením průtoku Q přes proporcionální rozváděč PR1, došlo k nárůstu tlakových ztrát na hydraulickém vedení. Je vidět, že tlakový spád na 12 metrech ocelového potrubí je $\Delta p = 0,5 \text{ MPa}$. Tlakový spád na 1 metru potrubí při průtoku $Q = 31,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ je $\Delta p_m = 0,042 \text{ MPa}$.



Obr. 8.2 Tlakové ztráty na hydraulickém vedení při $Q = 31,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a $p_{pv} = 7,5 \text{ MPa}$

V grafu na obrázku 8.3 můžeme vidět závislosti jednotlivých tlaků p na průtoku Q . Tato $\Delta p - Q$ charakteristika jednotlivých měřených míst hydraulického vedení znázorňuje, že s rostoucím průtokem Q , narůstá tlakový spád Δp na hydraulickém vedení. Největšího tlakového spádu dosahuje tlak $p_1 = 3,64 \text{ MPa}$ při průtoku $Q = 31,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Největší tlakový spád je na začátku svitku měřeného potrubí, jelikož proudící kapalina musí překonat největší vzdálenost do odpadu zpět do nádrže.



Obr. 8.3 $\Delta p - Q$ charakteristiky jednotlivých měřených míst vedení

8.3 Postup stanovení dynamiky hydraulického systému

Zapneme hydraulický agregát HA. Na přepouštěcím ventilu PV2 nastavíme tlak $p_{pv} = 5$ MPa. Pomocí proporcionálního rozváděče PR1 větvíme průtok tak, že část kapaliny pokračuje do svitku hydraulického potrubí a část je přepouštěna přes přepouštěcí ventil PV2 zpět do nádrže. Na proporcionální rozváděč PR1 přivádíme takový řídicí signál, aby do měřeného potrubí proudil průtok $Q = 10$ dm³·min⁻¹. Řídicí signál přivedeme až při měření průtoku Q průtokoměrem PR a teploty t_o snímačem teploty umístěným na průtokoměru PR připojeným za kulovým ventilem KV9. Kulový ventil KV7 při měření průtoku Q uzavřeme. Po nastavení průtoku $Q = 10$ dm³·min⁻¹ přivedeným řídicím signálem na proporcionální rozváděč PR1 otevřeme kulový ventil KV7, a naopak ventil KV8 zavřeme.

Při nastaveném průtoku $Q = 10$ dm³·min⁻¹ a tlaku $p_{pv} = 5$ MPa provedeme hydraulický ráz uzavřením sedlového ventilu SV, a to pomocí spínače. Získáváme naměřené hodnoty odpovídající dynamice hydraulického systému bez připojení paralelní kapacity. Stejný princip měření provedeme při připojení hydraulické hadice, a to na druhém, čtvrtém, šestém a osmém závitě měřeného hydraulického potrubí. Pro připojení hadice na druhém závitě potrubí otevřeme kulový ventil KV1, pro připojení hadice na čtvrtém závitě potrubí otevřeme kulový ventil KV2, pro připojení hadice na šestém závitě potrubí otevřeme kulový ventil KV3 a pro připojení hadice na osmém závitě potrubí otevřeme kulový ventil KV4. Při

připojení paralelní kapacity hadice je otevřen pouze příslušný kulový ventil, ostatní kulové ventily na svitku ocelového potrubí uzavřeme.

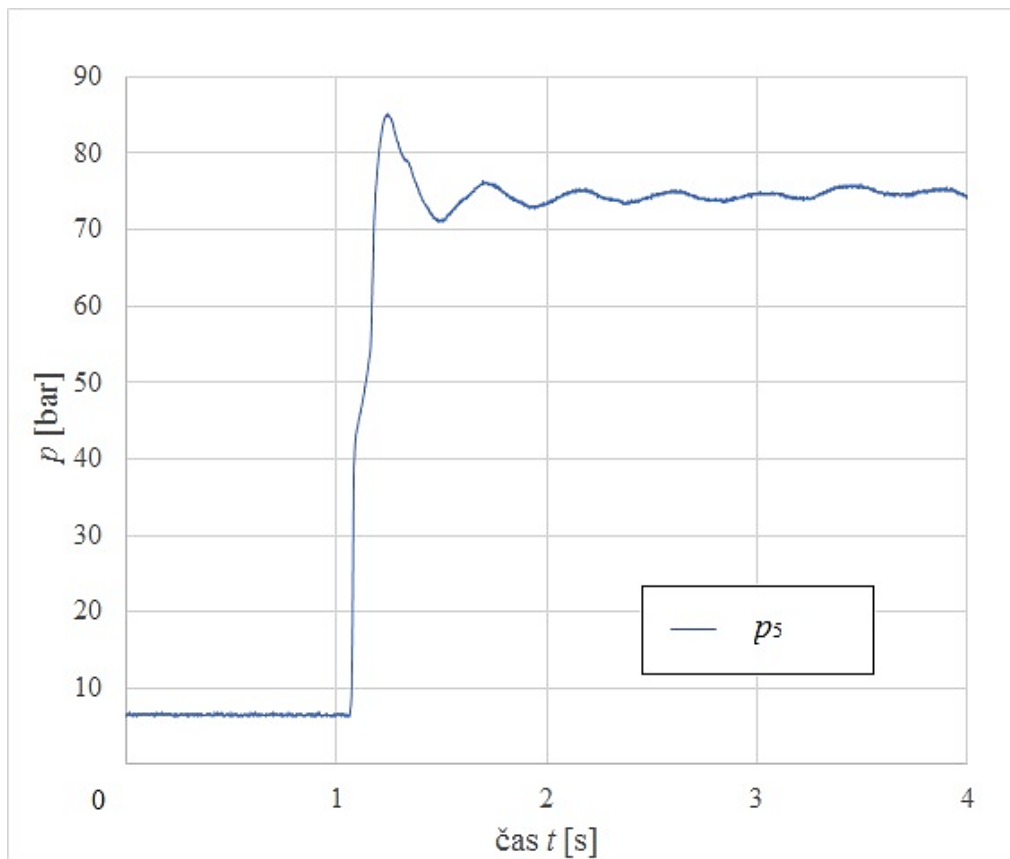
Stejný princip měření provedeme pro průtok $Q = 20 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a tlak $p_{pv} = 5 \text{ MPa}$. Dále pro průtok $Q = 10 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a tlak $p_{pv} = 7,5 \text{ MPa}$ a pro průtok $Q = 20 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a tlak $p_{pv} = 7,5 \text{ MPa}$. V tabulce 8.1 je vysvětleno pojmenování hadic v následujících grafech.

Pojmenování v grafu	hadice 1	hadice 2	hadice 3	hadice 4
Místo připojení	2. závit	4. závit	6. závit	8. závit
Vzdálenost připojení od začátku měřeného potrubí	12 m	24 m	36 m	48 m

Tab. 8.1 Pojmenování připojených hadic v grafu

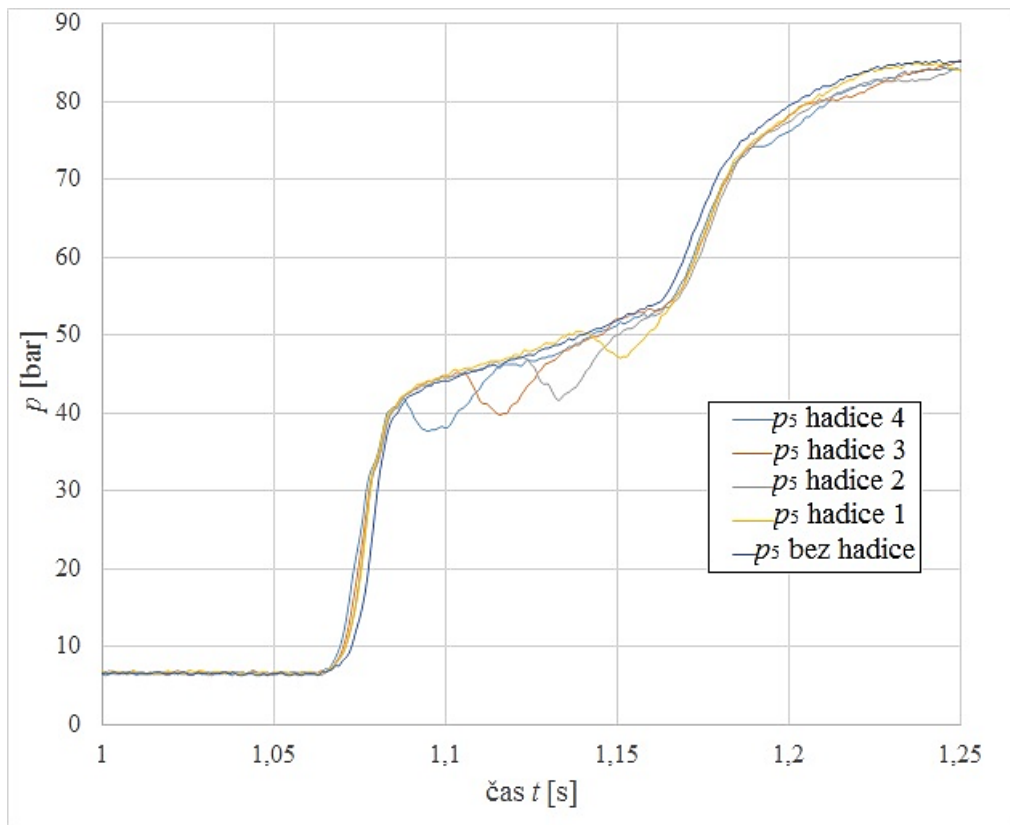
8.4 Měření hydraulického rázu

V grafu na obrázku 8.4 je znázorněn průběh snímaného tlaku p_5 při hydraulickém rázu díky uzavření sedlového ventilu SV bez připojení paralelní kapacity. Hydraulický ráz byl proveden při průtoku $Q = 20 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a přepouštěcím tlaku $p_{pv} = 7,5 \text{ MPa}$. Lze vidět, že tlaková špička rázu přesáhne přepouštěcí tlak $p_{pv} = 7,5 \text{ MPa}$ přibližně o 1 MPa, poté tlak p_5 prudce poklesne a následuje kmitání okolo hodnoty přepouštěcího tlaku p_{pv} s pozvolným zatlumením. Významný vliv na tento průběh mají dynamické vlastnosti samotného přepouštěcího ventilu PV2.

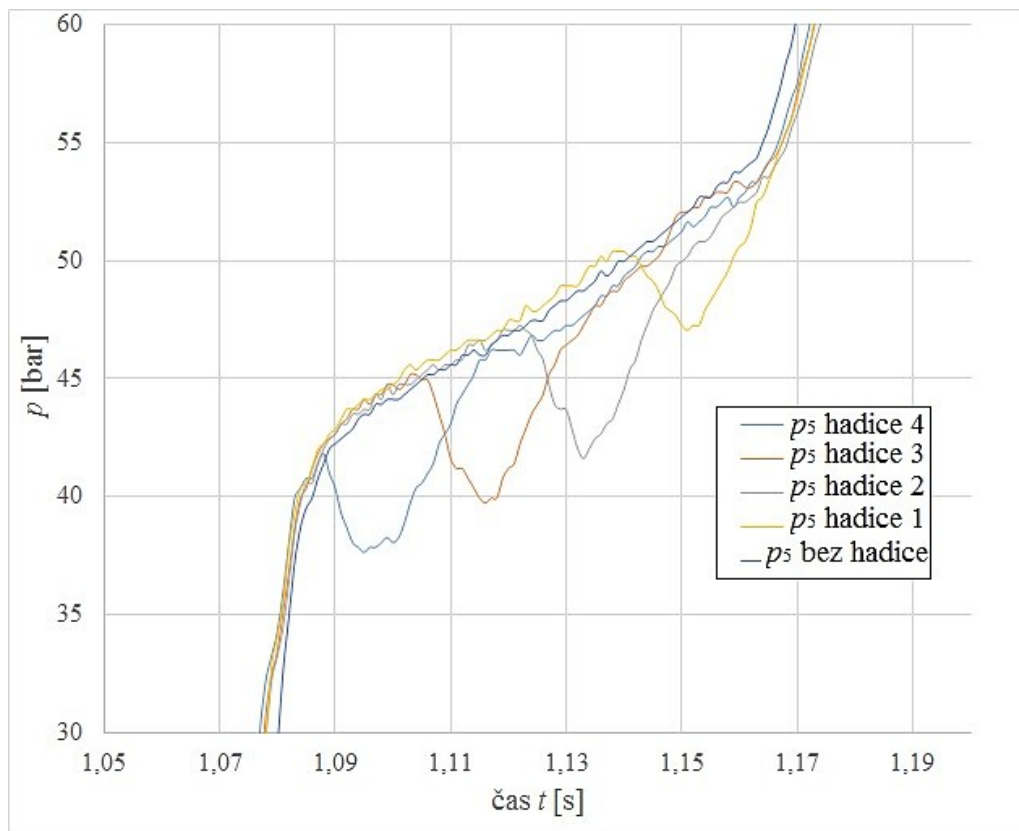


Obr. 8.4 Hydraulický ráz při $Q = 20 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a přepouštěcím tlaku $p_{pv} = 7,5 \text{ MPa}$

Na obrázku 8.5 můžeme vidět detail hydraulického rázu s variantou jak bez připojené hydraulické hadice, tak s připojenou hydraulickou hadicí na různě vzdálených místech od vzniku hydraulického rázu. Měřený tlak p_5 se nachází přímo u sedlového ventilu SV, kterým se hydraulický ráz realizuje. Při měření tlaku p_5 s paralelním připojením hydraulické hadice můžeme vidět, že v oblasti mírnějšího sklonu nárůstu tlaku dojde ke zřetelnému poklesu tlaku p_5 . Tento pokles tlaku p_5 je způsoben připojením paralelní kapacity hydraulické hadice k hydraulickému vedení. Čím blíže k místu vzniku hydraulického rázu byla hadice připojena, tím dochází k poklesu tlaku p_5 dříve. Díky tomu můžeme říct, že mírnější nárůst tlaku p_5 je ovlivněn svitkem dlouhého potrubí. Dále můžeme vidět, že pokles tlaku p_5 při připojení hadice na osmý, šestý a čtvrtý závit svitku měřeného potrubí je velice podobný. Připojení hadice na druhém závitě měřeného potrubí už nemá tak výrazný pokles tlaku p_5 , jako při připojení hadice blíže k sedlovému ventilu SV, kde vznikl hydraulický ráz. Při měření tlaku p_5 bez paralelního připojení hydraulické hadice k poklesu tlaku nedochází, viz obr. 8.6.



Obr. 8.5 Detail hydraulického rázu se všemi variantami paralelního připojení hydraulické hadice



Obr 8.6 Detail hydraulického rázu

Tímto měřením bylo ověřeno, že při průběhu hydraulického rázu dochází k poklesu tlaku vlivem paralelně připojené hydraulické hadice společně s její kapacitou. Lze se domnívat, že při použití hydraulické hadice, která má menší odpor proti deformaci, by došlo k výraznějšímu poklesu tlaku. Dále můžeme stanovit, že čím blíže ke vzniku hydraulického rázu je kapacita hadice připojena, tím dříve k poklesu tlaku dojde a daný pokles tlaku je výraznější než při větší vzdálenosti od vzniku hydraulického rázu.

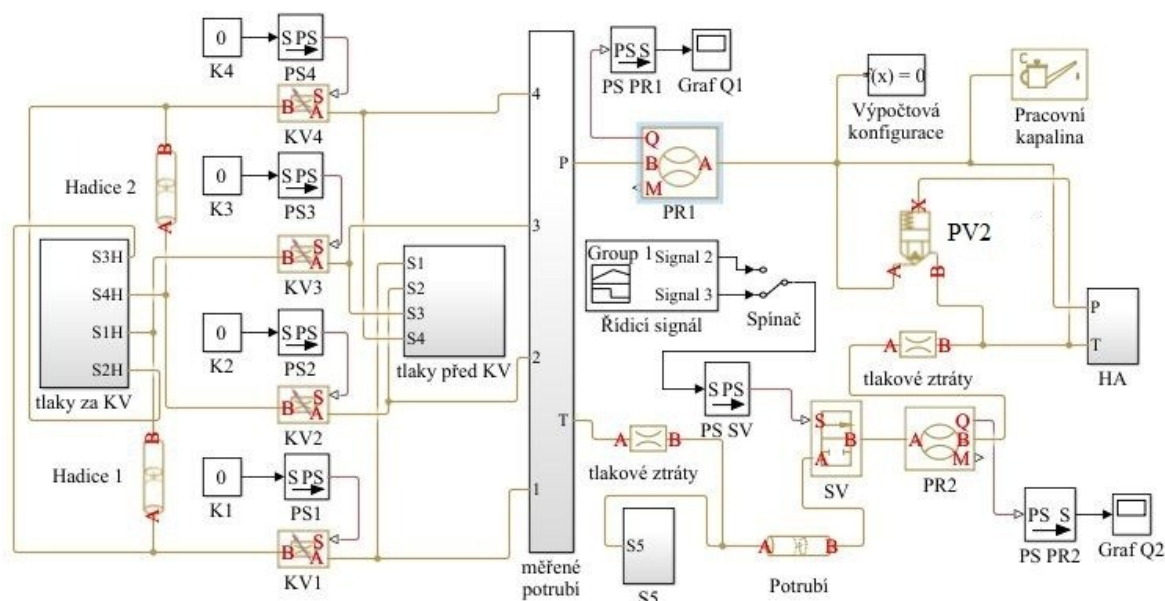
9 Simulace

V počítačovém softwaru Matlab SimScape Fluids byl vytvořen matematický model hydraulického obvodu pro stanovení vlivu paralelní kapacity na tlakovou odezvu při nestacionárním proudění. V kapitole 9.1 je popsán matematický model hydraulického obvodu.

9.1 Matematický model hydraulického obvodu

Pro hydraulický obvod, na kterém probíhalo experimentální měření vlivu paralelní kapacity, byl vytvořen matematický model, který je vidět na obrázku 9.1. Schéma matematického modelu je tvořeno jednotlivými prvky. Pro lepší orientaci ve schématu, byly některé prvky upraveny do subsystémů. Byl vytvořen subsystém hydraulického agregátu HA, měřeného svitku ocelového potrubí, dále byly vytvořeny subsystémy snímačů tlaku. Pro zjednodušení matematického modelu byly tlakové ztráty vedení za měřeným potrubím, ztráty na kulových ventilech a kolenech, nahrazeny clonkami, které vytvářeli odpovídající tlakový spád Δp .

Popisky k jednotlivým blokům představující prvky hydraulického obvodu jsou uvedeny v tabulce 9.1. Jednotlivé bloky použité v obvodu jsou popsány v kapitole 9.2, včetně jejich nastavení.

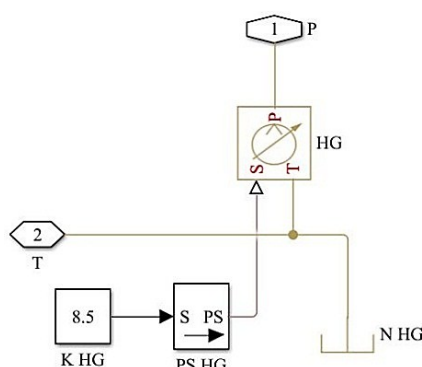


Obr. 9.1 Schéma matematického modelu

HA	Hydraulický agregát	S1	Snímače tlaku
PV2	Přepouštěcí ventil	S2	
SV	Sedlový ventil	S3	
KV1	Kulové ventily	S4	
KV2		S5	
KV3		S1H	
KV4		S2H	
PR1	Průtokoměry	S3H	
PR2		S4H	

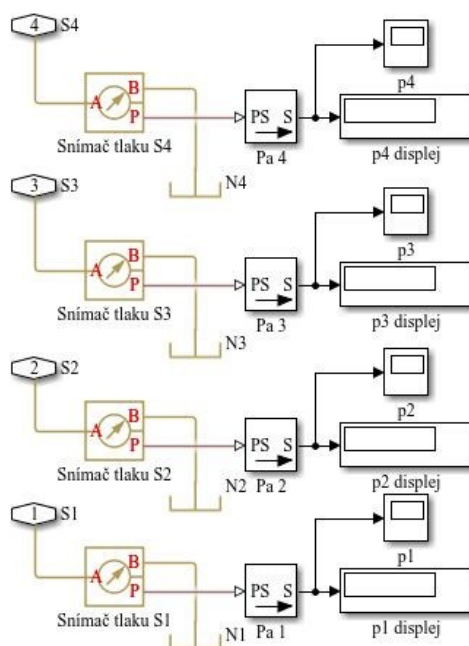
Tab. 9.1 Tabulka popisů jednotlivých prvků matematického modelu

Na obrázku 9.2 je schéma matematického modelu subsystému hydraulického agregátu HA. Ten se skládá ze zdroje průtoku Q , hydraulické nádrže N HG a řídicího signálu, kterým se nastavuje průtok Q .



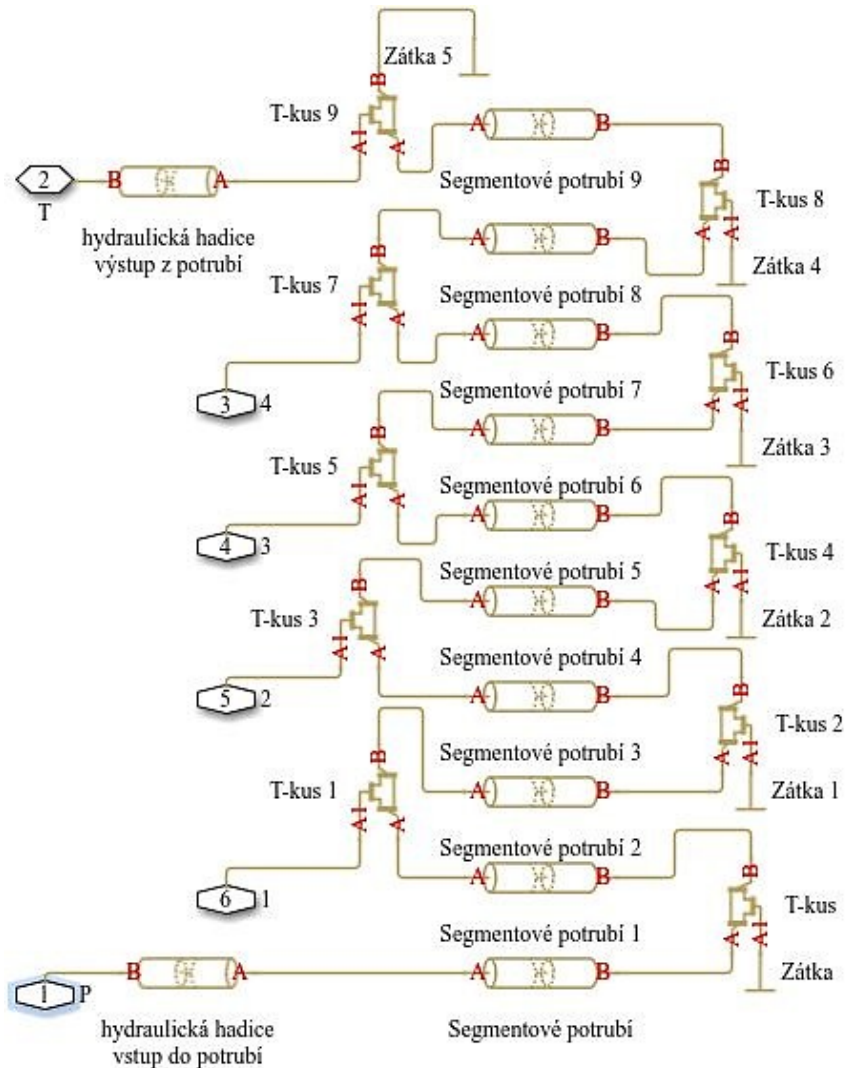
Obr. 9.2 Schéma hydraulického agregátu HA

Na obrázku 9.3 je schéma matematického modelu subsystému snímačů tlaku S1, S2, S3 a S4. Subsystém je tvořen bloky snímačů, nádrží, PS převodníků, displejů a grafů. Stejným principem je vytvořen subsystém snímačů tlaku S1H, S2H, S3H a S4H za kulovými ventily.



Obr. 9.3 Schéma snímačů tlaku S1, S2, S3 a S4

Na obrázku 9.4 je schéma matematického modelu subsystému měřeného svitku ocelového potrubí. To je tvořeno deseti bloky segmentového potrubí, deseti bloky T-kusu a 6 bloky zátek. Do subsystému jsou také zařazeny hydraulické hadice, které propojují hydraulický obvod s měřeným potrubím.



Obr. 9.4 Schéma měřeného svitku ocelového potrubí

9.2 Popis a nastavení jednotlivých bloků

Hydraulická kapalina

Pracovní kapalina byla vyjádřena v matematickém modelu pomocí bloku hydraulické kapaliny (*Hydraulic Utilities*), viz obr. 9.5. Jeho nastavení je v tabulce 9.2.



Obr. 9.5 Blok hydraulické kapaliny

Hustota oleje	880	[kg·m ⁻³]
Kinematická viskozita	30e-6	[m ² ·s ⁻¹]
Modul pružnosti	1,6e9	[Pa]
Obsah nerozpuštěného vzduchu	0,001	[-]

Tab. 9.2 Nastavení bloku hydraulické kapaliny

Segmentové potrubí

Měřený svitek potrubí byl v matematickém modelu vyjádřen pomocí segmentového potrubí (*Segmented Pipeline*), viz obr. 9.6. Jeden blok segmentového potrubí představuje jeden závit měřeného potrubí. Nastavené parametry bloku jsou v tabulce 9.3



Obr. 9.6 Blok segmentového potrubí

Vnitřní průměr	0,012	[m]
Délka potrubí	6	[m]
Počet segmentů	6	[-]
Ekvivalentní délka	3	[m]
Drsnost vnitřního povrchu	5e-6	[m]
Součinitel poměru tlaku a světlosti potrubí	2,31e-13	[m·Pa ⁻¹]
Viskoelastická časová konstanta	0,008	[s]

Tab. 9.3 Nastavení bloku segmentového potrubí

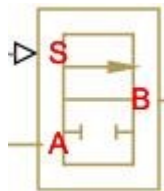
Paralelně připojené hydraulické hadice byly vyjádřeny v matematickém modelu pomocí segmentového potrubí. Jejich nastavení je v tabulce 9.4.

Vnitřní průměr	0,0095	[m]
Délka potrubí	2	[m]
Počet segmentů	2	[-]
Ekvivalentní délka	3	[m]
Drsnost vnitřního povrchu	1,5e-5	[m]
Součinitel poměru tlaku a světlosti potrubí	1,67e-11	[m·Pa ⁻¹]
Viskoelastická časová konstanta	0,008	[s]

Tab. 9.4 Nastavení bloku paralelně připojené hydraulické hadice

Sedlový ventil

Sedlový ventil SV byl v matematickém modelu vyjádřen jednoduchým dvoucestným rozváděčem, na který byl přiveden řídicí signál, viz obr. 9.7. Ventil byl nastaven pomocí $\Delta p - Q$ charakteristiky. Nastavené parametry bloku jsou v tabulce 9.5.



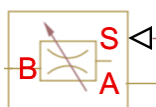
Obr. 9.7 Blok sedlového ventilu

Otvírací vektor ventilu	[0, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1]	[m]
Matice průtoku	[0,0,0,0,0,0; 0,0,0,0,0,0; 0,0,0,0,0,0; 0,0,0,0,0,0; 0,0,0,0,0,0; 2.044, 6.003, 12.074, 18.244, 24.105, 30.027]	[dm ³ ·min ⁻¹]
Vektor tlakového spádu	[0, 0.6, 2.3, 4.8, 8.3, 12.7]	[bar]

Tab. 9.5 Nastavené parametry bloku sedlového ventilu

Kulový kohout

Kulové kohouty KV1 až KV4 byly v matematickém modelu vyjádřeny blokem proměnného odporu (*Variable Orifice*), na který byl přiveden řídicí signál, který ventil buď otevřel nebo zavřel, viz obr. 9.8.



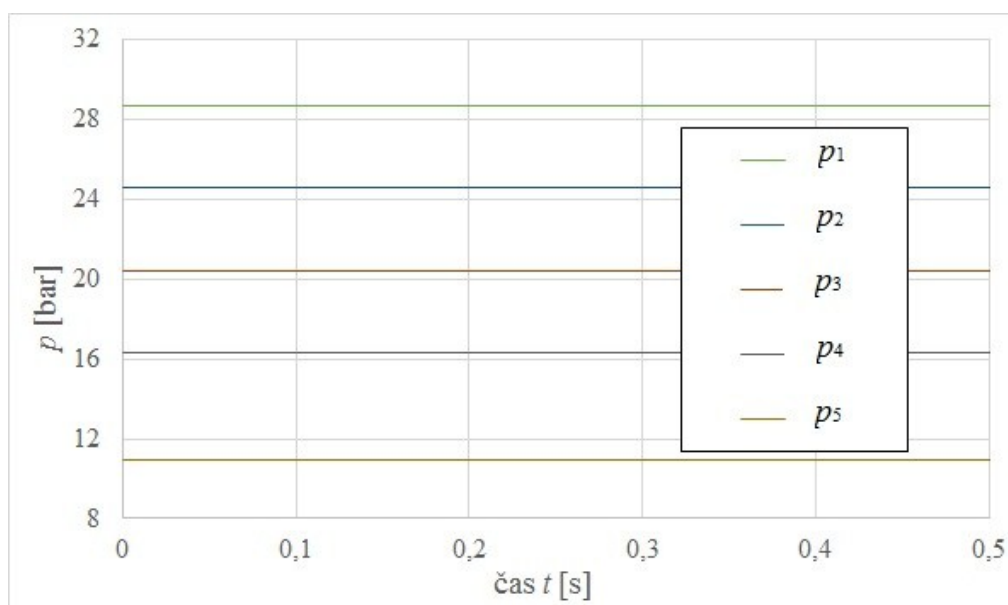
Obr. 9.8 Blok kulového kohoutu

Maximální plocha	1,327e-4	[m ²]
Maximální otevření	0,01	[m]
Průtokový součinitel	0,85	[-]
Počáteční otevření	0	[m]
Plocha průtokových ztrát	0	[m ²]

Tab. 9.6 Nastavení bloku kulového kohoutu

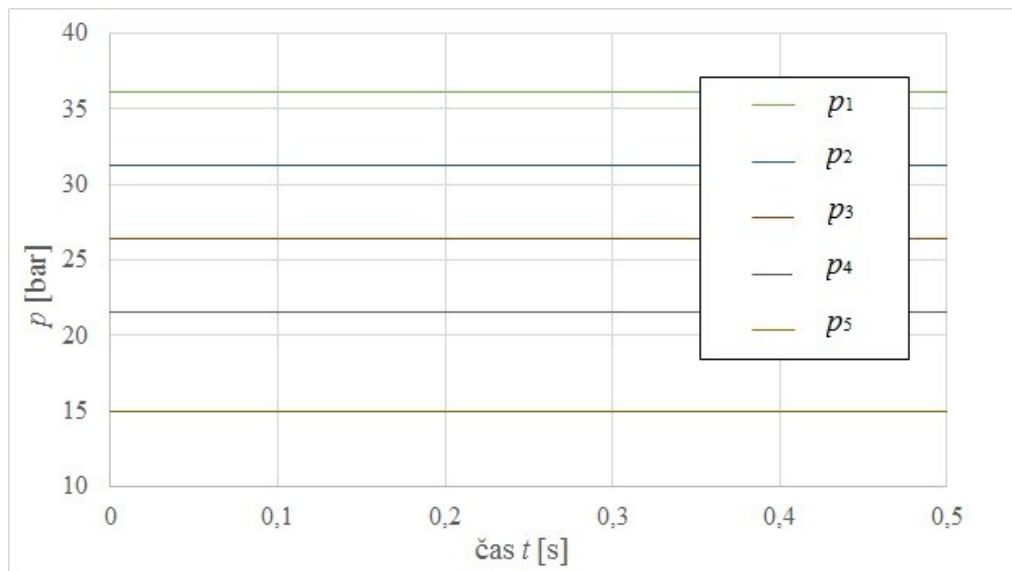
9.3 Vyhodnocení simulace pro měření tlakových ztrát na hydraulickém vedení

Na matematickém modelu byla provedena simulace měření tlakových ztrát vedení při průtoku $Q = 26,57 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a přepouštěcím tlaku $p_{pv} = 5 \text{ MPa}$. Snímané tlaky p_1, p_2, p_3 a p_4 se nacházejí na svitku ocelového potrubí, tlak p_5 se nachází před sedlovým ventilem SV. Z grafu na obrázku 9.9 je patrné, že tlakový spád Δp mezi jednotlivými tlaky p_1, p_2, p_3 a p_4 je obdobný. Tlakové ztráty 12 metrů měřeného potrubí, hydraulické hadice propojující výstup z měřeného potrubí a clony, která nahrazuje při simulaci tlakové ztráty kulových ventilů a samotného vedení při experimentálním měření, vytváří tlakový spád Δp mezi tlakem p_4 a p_5 . Hodnotu tlaku p_5 vytváří při simulaci opět clona, která nahrazuje ztráty na kulovém ventilu a odpadním vedení. Z grafu můžeme určit, že jeden metr svitku ocelového potrubí vytváří tlakovou ztrátu $\Delta p_m = 0,033 \text{ MPa}$ při průtoku $Q = 26,57 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.



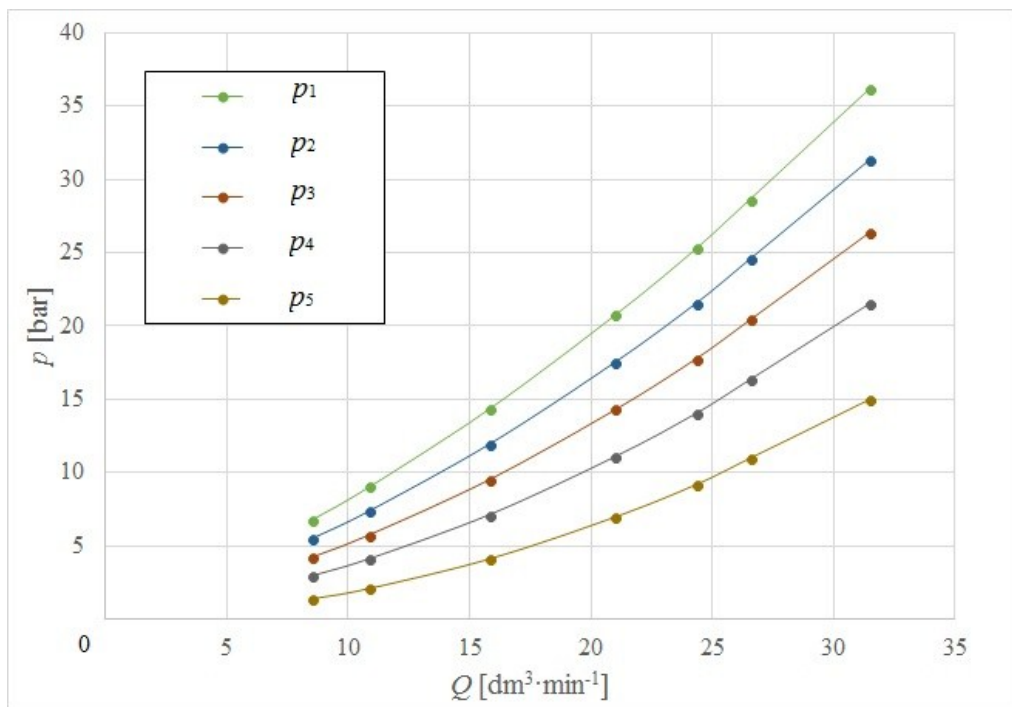
Obr. 9.9 Graf tlakových ztrát na hydraulickém vedení při $Q = 26,57 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a $p_{pv} = 5 \text{ MPa}$ ze simulace

Zvýšením průtoku Q došlo k nárůstu tlakových ztrát na hydraulickém vedení, viz obr. 9.10. Je vidět, že tlakový spád na 12 metrech ocelového potrubí je $\Delta p = 0,5 \text{ MPa}$. Tlakový spád na 1 metru měřeného potrubí při průtoku $Q = 31,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ je $\Delta p_m = 0,042 \text{ MPa}$.



Obr. 9.10 Graf tlakových ztrát na hydraulickém vedení při $Q = 31,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a $p_{pv} = 7,5 \text{ MPa}$ ze simulace

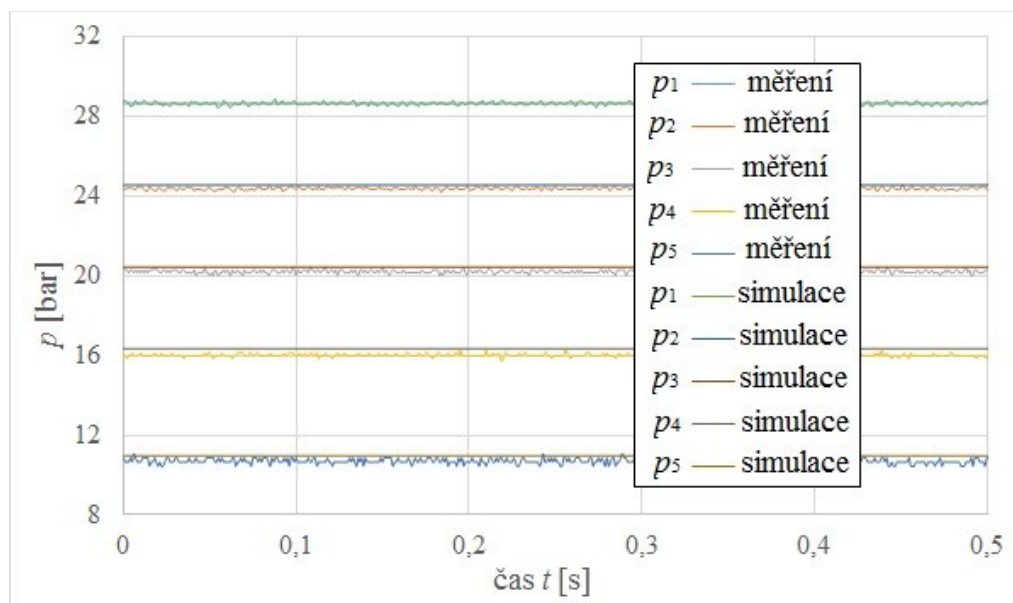
V grafu na obrázku 9.11 jsou zpracované data ze všech simulací tlakových ztrát ve vedení. $\Delta p - Q$ charakteristika jednotlivých měřených míst hydraulického vedení znázorňuje, že s rostoucím průtokem Q , narůstá tlakový spád Δp na hydraulickém vedení.



Obr. 9.11 $\Delta p - Q$ charakteristika jednotlivých měřených míst hydraulického vedení

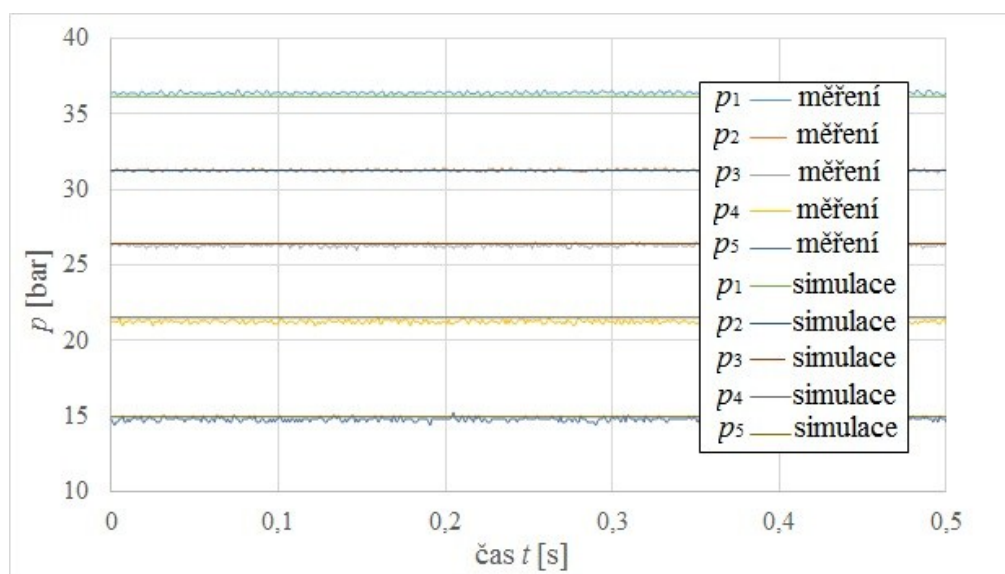
9.4 Srovnání matematického modelu s experimentálním měřením

V grafu na obrázku 9.12 jsou porovnány data získané z experimentálního měření a ze simulace pro určení tlakových ztrát hydraulického vedení při průtoku $Q = 26,57 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a přepouštěcím tlaku $p_{pv} = 5 \text{ MPa}$. Z grafu je patrné, že matematický model byl dobře odladěn. Snímané tlaky se shodují.



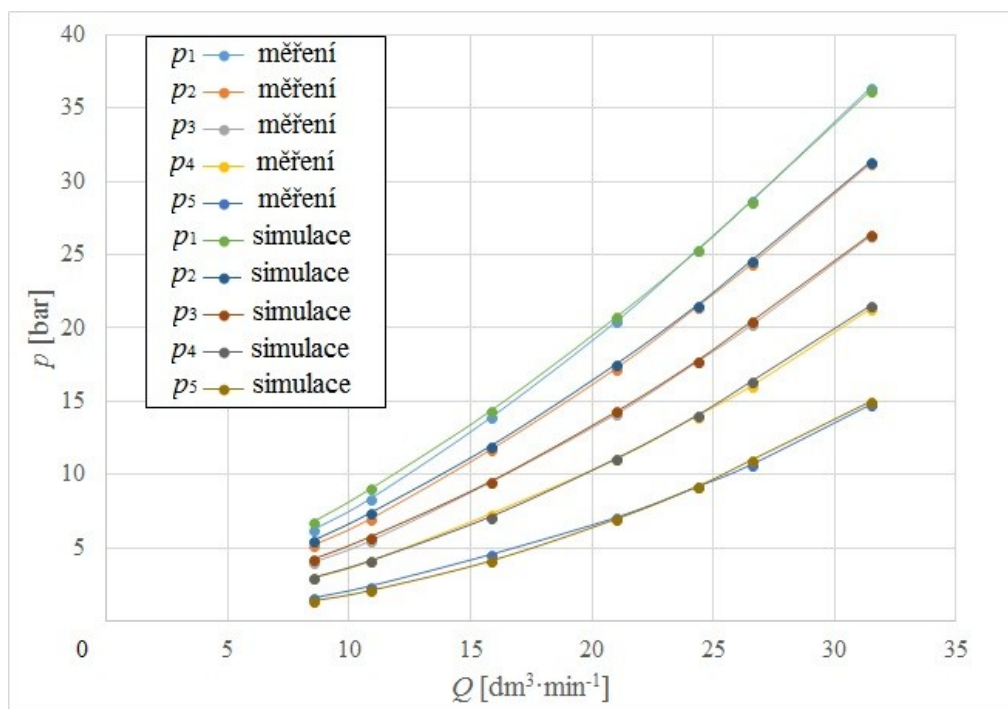
Obr. 9.12 Porovnání matematického modelu s experimentem

V grafu na obrázku 9.13 jsou porovnány data získané z experimentálního měření a ze simulace pro určení tlakových ztrát hydraulického vedení při průtoku $Q = 31,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a přepouštěcím tlaku $p_{pv} = 7,5 \text{ MPa}$. Graf nám potvrzuje, že se data získané ze simulace shodují s daty z experimentálního měření.



Obr. 9.13 Porovnání matematického modelu s experimentem

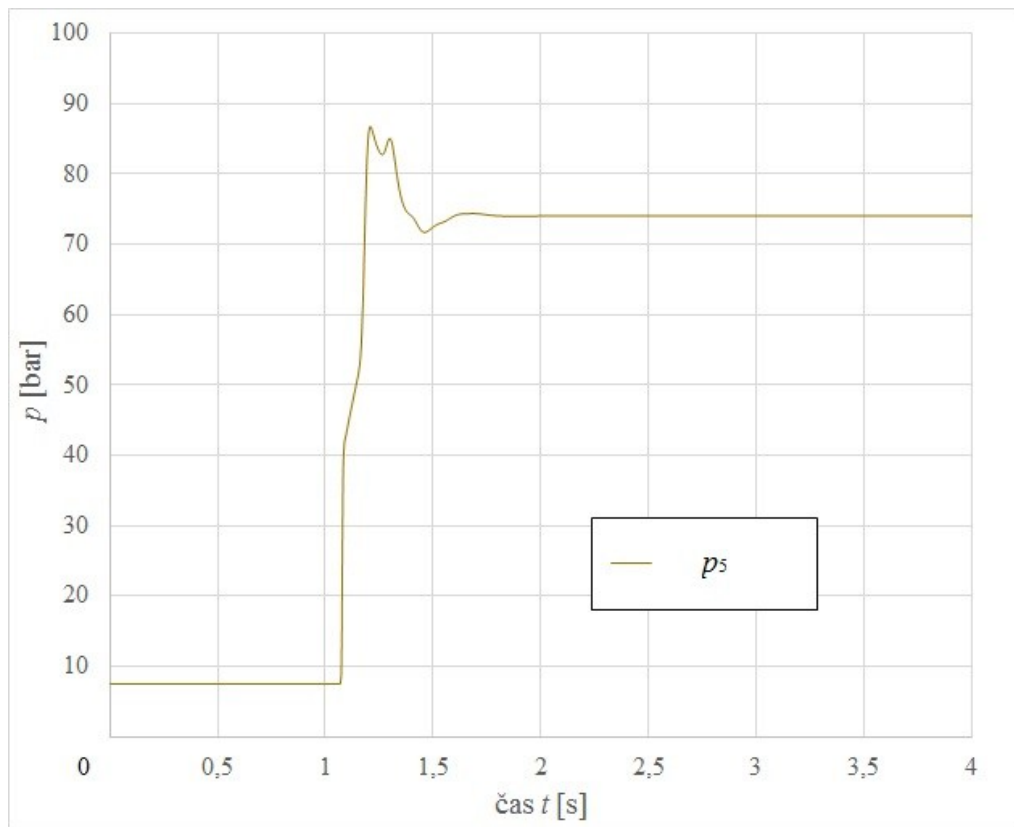
V grafu na obrázku 9.14 je uvedeno srovnání experimentálně změřených a matematicky simulovaných $\Delta p - Q$ charakteristik jednotlivých měřených míst hydraulického vedení. Jsou zde srovnány všechny naměřená data se simulací. Jde vidět, že tlaky p_3 a p_4 jsou totožné. U tlaků p_1 , p_2 a p_5 dochází při nižší hodnotě průtoku Q k nepatrné odchylce. Jde vidět, že matematický model je odladěn pro celý rozsah experimentálního měření.



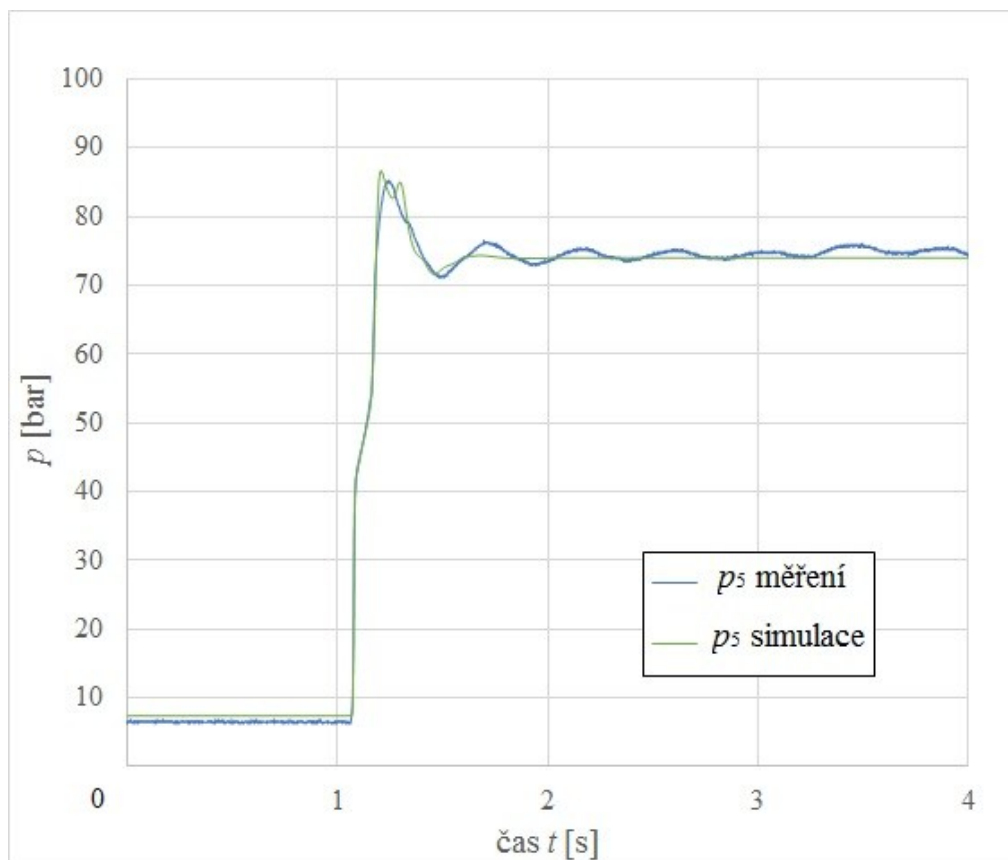
Obr. 9.14 Srovnání všech naměřených $\Delta p - Q$ charakteristik se simulací

9.5 Vyhodnocení simulace hydraulického rázu

Na matematickém modelu byla provedena simulace měření hydraulického rázu při připojení paralelní kapacity hydraulické hadice, na místech různě vzdálených místech od vzniku hydraulického rázu. Pro vyhodnocení této simulace jsem zvolil tlak p_5 snímáný snímačem S5, protože byl pro srovnání s experimentálním měřením nejvhodnější. V grafu na obrázku 9.15 je zobrazen hydraulický ráz bez paralelně připojené hydraulické hadice při průtoku $Q = 20 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a přepouštěcím tlaku $p_{pv} = 7,5 \text{ MPa}$.



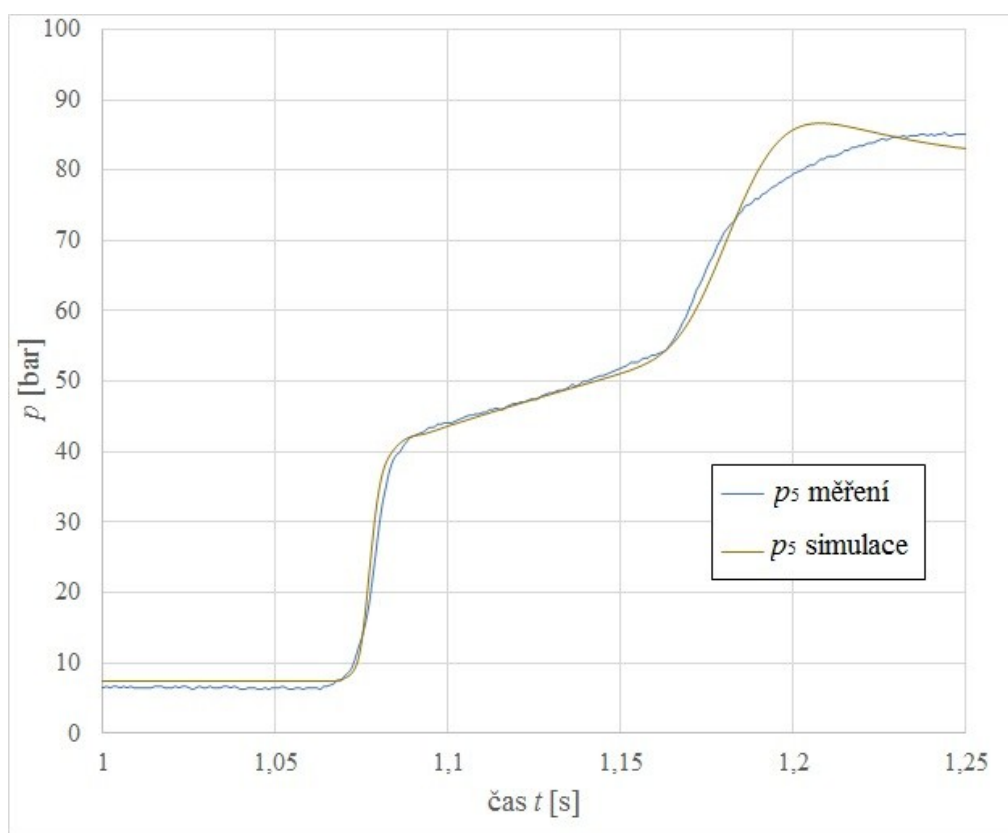
Obr. 9.15 Hydraulický ráz při $Q = 20 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a přepouštěcím tlaku $p_{pv} = 7,5 \text{ MPa}$



Obr 9.16 Srovnání hydraulického rázu při $Q = 20 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a přepouštěcím tlaku $p_{pv} = 7,5 \text{ MPa}$

V grafu na obrázku 9.16 můžeme vidět srovnání simulace s experimentálním měřením. Z grafu je patrné, že matematický model odpovídá experimentálnímu měření. V grafu je vidět mírnější nárůst tlaku p_5 , který je ovlivněn svitkem dlouhého potrubí. Jak můžeme vidět, jednotlivé křivky jsou totožné až do chvíle, kdy dojde k otevření přepouštěcího ventilu. Oproti experimentu dojde k rychlému útlumu kmitání. Modelování dynamických charakteristik přepouštěcího ventilu nebylo podstatou diplomové práce.

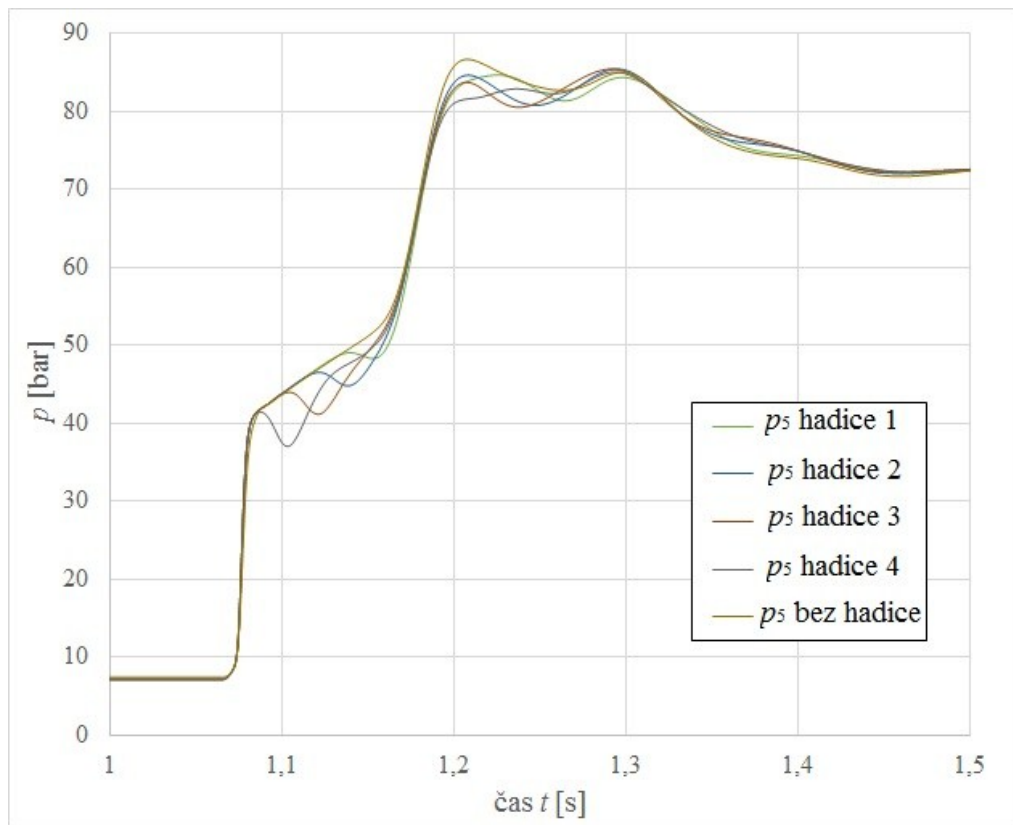
V detailu na obrázku 9.17 je vidět, že se matematický model s experimentem shoduje. Jde zde vidět, že model svitku ocelového potrubí společně s celým hydraulickým vedením je odladěn, jelikož trend hydraulického rázu kopíruje naměřená data z experimentu.



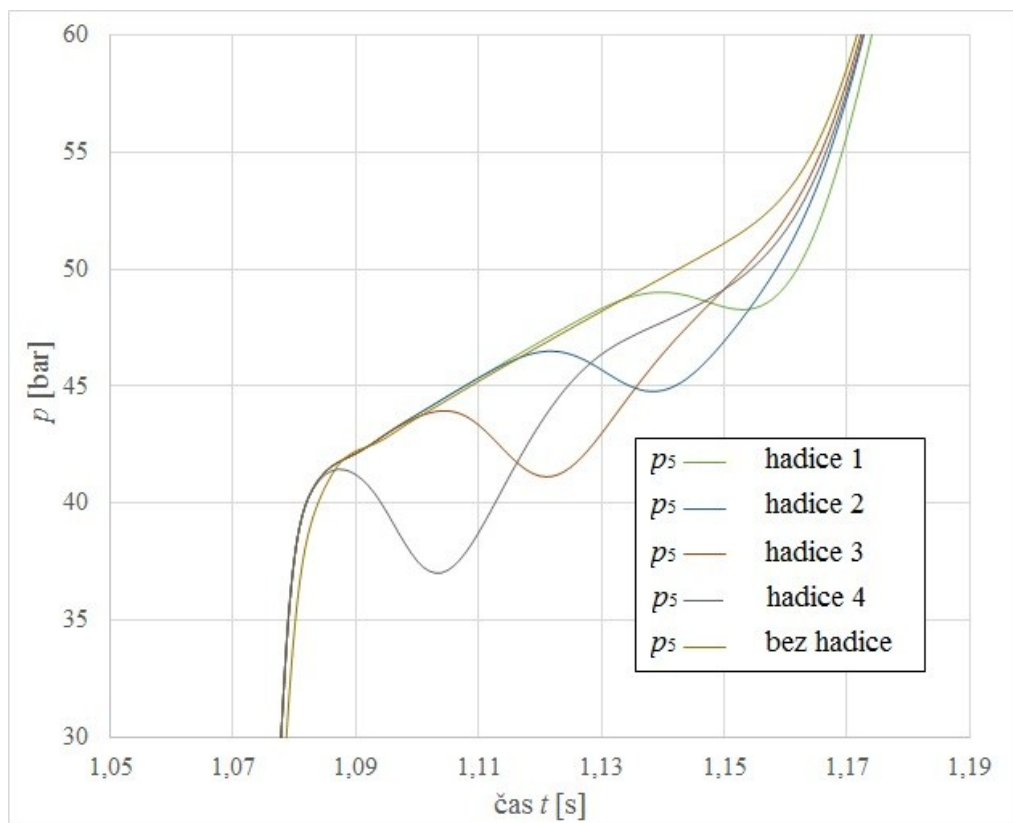
Obr. 9.17 Detail srovnání hydraulického rázu

9.6 Vyhodnocení simulace vlivu paralelní kapacity na hydraulický ráz

V grafu na obrázku 9.18 můžeme vidět průběh hydraulického rázu při připojení paralelní kapacity na různě vzdálených místech od vzniku hydraulického rázu. Připojení paralelní kapacity na různě vzdálených místech od vzniku rázu se projevuje posunutým poklesem tlaku při mírnějším sklonu nárůstu tlaku p_5 , který odpovídá měřenému svitku potrubí. Dále jde vidět, že čím blíže je paralelní kapacita připojena, tím je pokles tlaku výraznější, viz obr. 9.19.



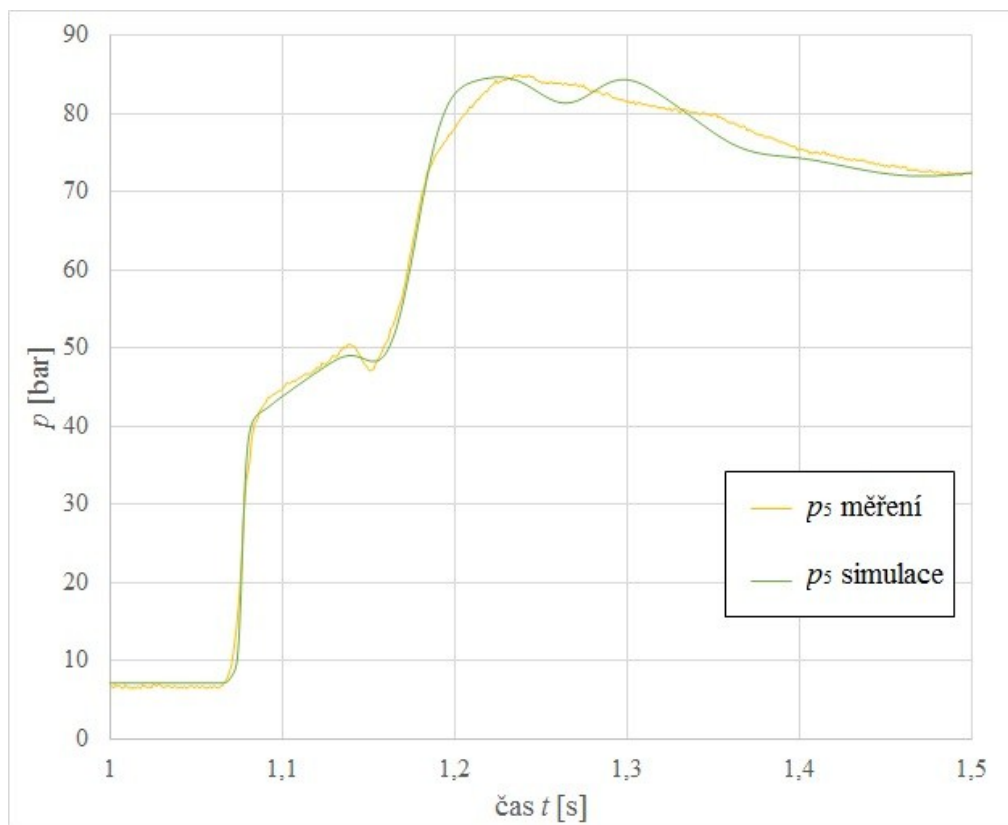
Obr. 9.18 Detail hydraulického rázu se všemi variantami připojené paralelní kapacity při průtoku $Q = 20 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a přepouštěcím tlaku $p_{pv} = 7,5 \text{ MPa}$



Obr. 9.19 Detail poklesu tlaku p_s díky vlivu paralelní kapacity

9.7 Srovnání experimentálního měření se simulací při hydraulickém rázu

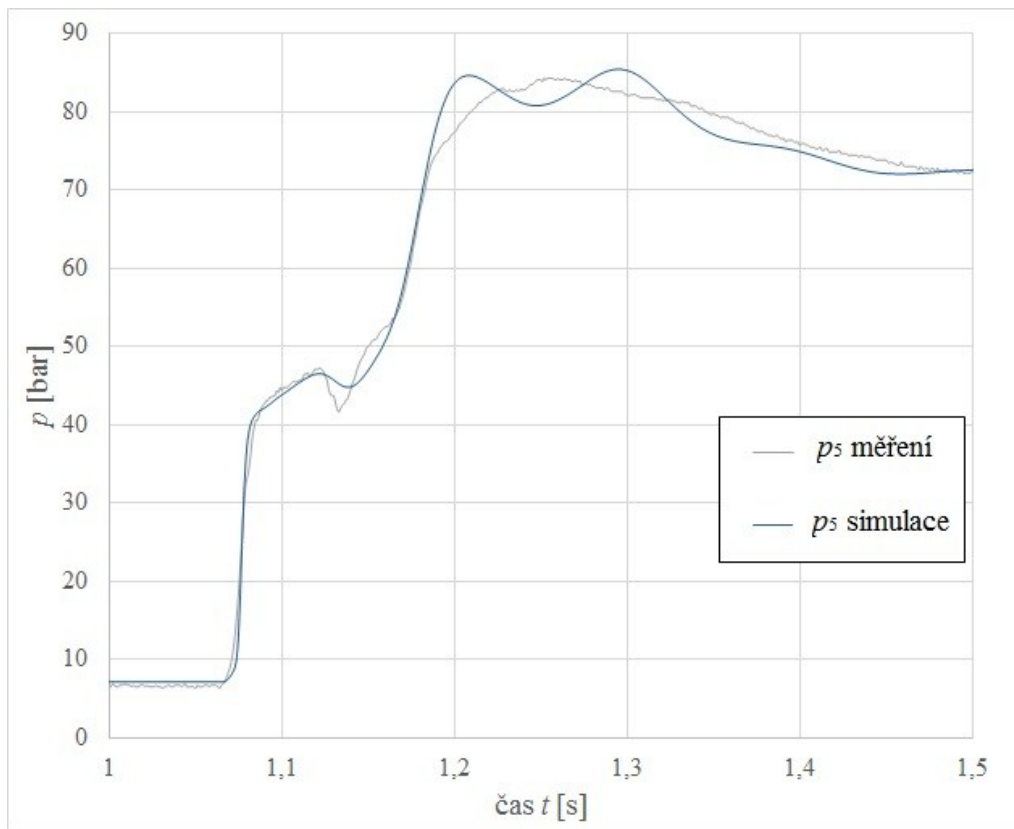
V grafu na obrázku 9.20 je srovnání matematického modelu a experimentu při průběhu hydraulického rázu při připojení hydraulické hadice na druhém závitě měřeného potrubí. V grafu je vidět, že trend průběhu tlaku p_5 ze simulace se podobá experimentálním měření. Lze vidět u obou křivek pokles tlaku způsobený připojenou paralelní kapacitou hydraulické hadice.



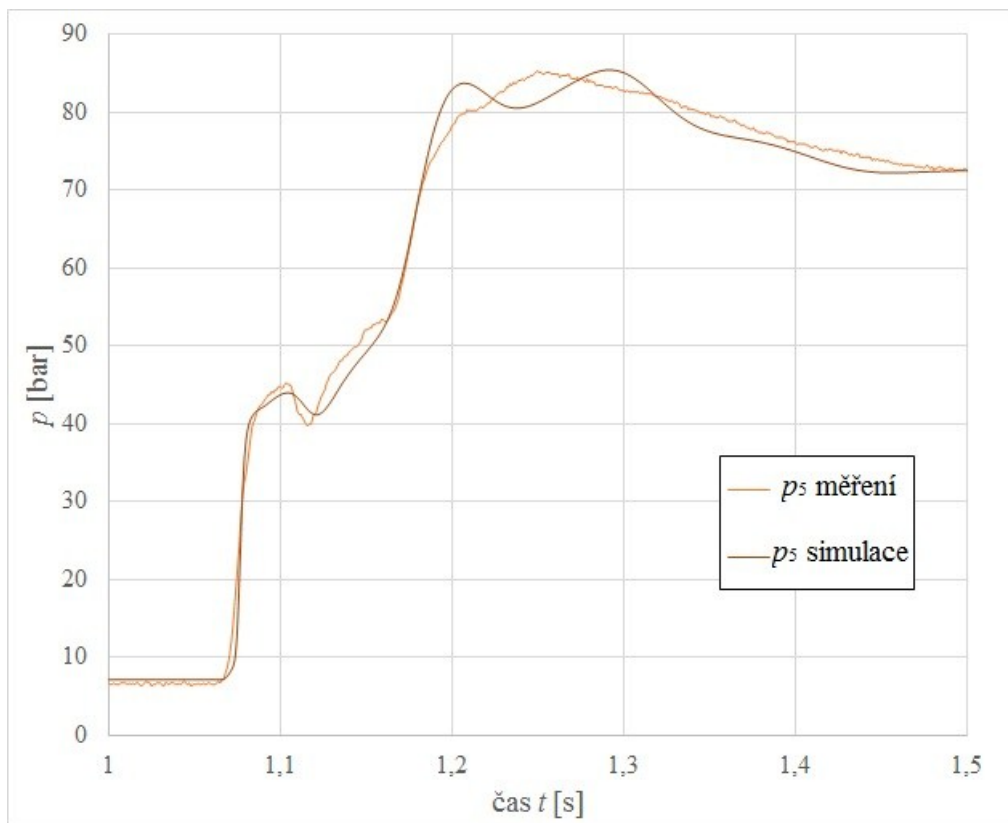
Obr. 9.20 Srovnání průběhu hydraulického rázu při připojení hadice 1

V grafu na obrázku 9.21 je srovnání matematického modelu a experimentu při průběhu hydraulického rázu při připojení hydraulické hadice na čtvrtém závitě měřeného potrubí. Pokles tlaku p_5 vlivem paralelní kapacity není u simulace tak výrazný, jako u experimentálního měření.

V grafu na obrázku 9.22 je srovnání matematického modelu a experimentu při hydraulickém rázu při připojení hydraulické hadice na šestém závitě měřeného potrubí. V grafu je vidět, že trend průběhu tlaku p_5 ze simulace se podobá experimentálním měření. U obou křivek lze vidět pokles tlaku p_5 způsobený vlivem paralelní kapacity hydraulické hadice.

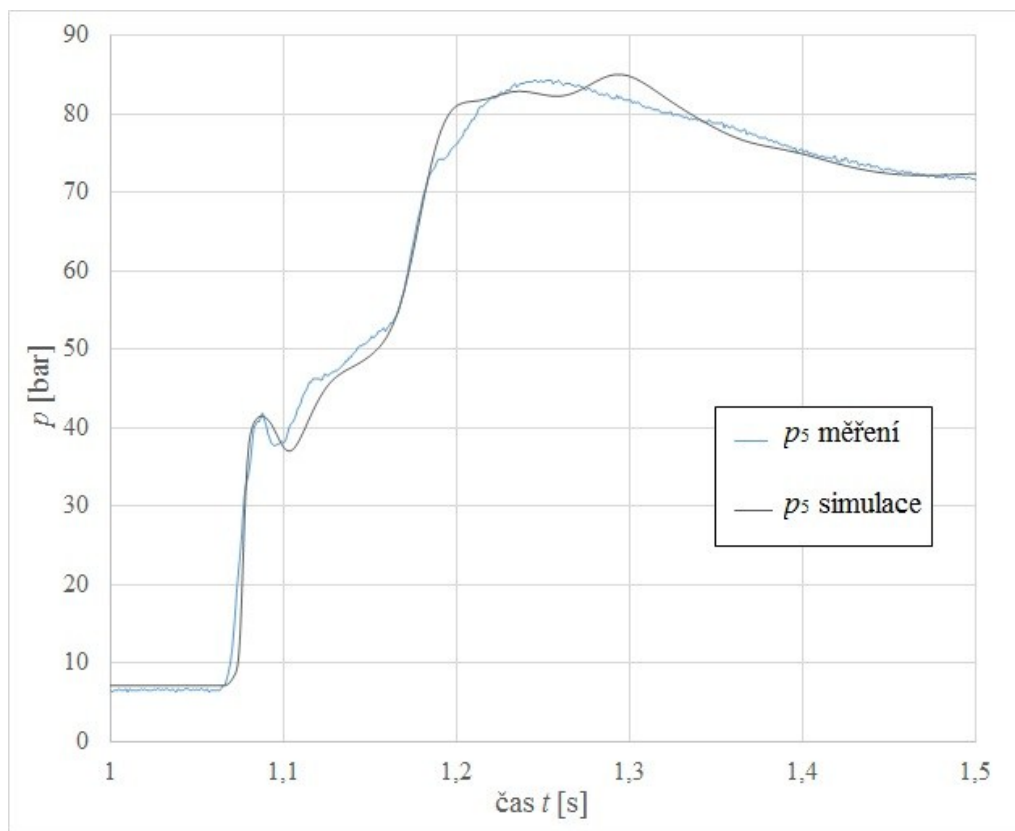


Obr. 9.21 Srovnání průběhu hydraulického rázu při připojené hadici 2



Obr. 9.22 Srovnání průběhu hydraulického rázu při připojené hadici 3

V grafu na obrázku 9.23 je srovnání matematického modelu a experimentu při průběhu hydraulického rázu při připojení hydraulické hadice na osmém závitě měřeného potrubí. Z grafu je patrné, že průběh tlaku p_5 ze simulace je obdobný průběhu tlaku p_5 z experimentálního měření. Výrazný pokles tlaku p_5 je zaznamenán u obou křivek.



Obr. 9.23 Srovnání průběhu hydraulického rázu při připojené hadici 4

10 Závěr

Diplomová práce se zabývá stanovením vlivu paralelní kapacity na tlakovou odezvu při nestacionárním proudění. Byla zpracována rešerše na téma hydraulické vedení, jeho návrh, rozdělení a technologie výroby. V rešerši byly dále zahrnuty hydraulické odpory a samotná hydraulická kapacita.

Byl navržen a sestaven měřicí obvod pro stanovení vlivu paralelní kapacity na tlakovou odezvu při nestacionárním proudění. Byly zvoleny vhodné měřicí senzory a měřicí přístroj. Byly proměřeny tlakové ztráty hydraulického vedení při různém průtoku Q . Naměřená data byla zpracována pro vytvoření grafů. První graf měření byl vytvořen pro zjištění velikosti tlakové ztráty měřeného potrubí. Byla stanovena tlaková ztráta na měřeném svitku ocelového potrubí. V jednotlivých úsecích měřeného svitku potrubí byla tlaková ztráta stejná. Z naměřených dat byla dále vytvořena $\Delta p - Q$ charakteristika jednotlivých měřených míst hydraulického vedení. V grafu bylo vidět, že se zvyšujícím se průtokem Q se zvětšoval tlakový spád Δp mezi jednotlivými odběrnými místy na měřeném potrubí.

Další měření bylo věnováno stanovení vlivu paralelní kapacity hydraulické hadice na tlakovou odezvu při hydraulickém rázu. Hadice byly připojeny na různě vzdálených místech na měřeném potrubí. Po naměření hodnot byly vypracovány grafy. Z grafu bylo stanoveno, že paralelně připojená hydraulická hadice způsobí pokles tlaku při hydraulickém rázu. Dále bylo stanoveno, že čím blíže je paralelní kapacita připojena k místu, kde vzniká hydraulický ráz, tím je vliv na průběh hydraulického rázu větší a pokles tlaku je výraznější.

Další část diplomové práce byla věnována vytvoření matematického modelu měřeného obvodu. Důraz byl kladen na vytvoření matematického modelu svitku ocelového potrubí tak, aby co nejvíce odpovídal při srovnávání s experimentem. Byly provedeny simulace pro zjištění tlakové ztráty hydraulického vedení při různém průtoku Q . Data ze simulace byla zpracována pro vytvoření grafů. První graf měření byl vytvořen pro zjištění velikosti tlakové ztráty měřeného potrubí. Při srovnání experimentálního měření se simulací bylo stanoveno, že se data shodují, což znamená, že matematický model odpovídá experimentu. V dalším grafu byly vytvořeny $\Delta p - Q$ charakteristiky jednotlivých měřených míst hydraulického vedení. Při srovnání experimentálního měření se simulací bylo potvrzeno, že vytvořený matematický model odpovídá měření, jelikož se shoduje v celém rozsahu měření.

Na vytvořeném matematickém modelu byla provedena simulace hydraulického rázu. Data ze simulace byla zpracována pro vytvoření grafů. Byla srovnána data ze simulace

s experimentálním měřením. Bylo stanoveno, že matematický model odpovídá experimentálnímu měření, jelikož se průběh hydraulického rázu shodoval. Dále byla provedena simulace hydraulického rázu při zapojení paralelní kapacity tvořené hydraulickou hadicí. Data ze simulace byla zpracována pro vytvoření grafů. Ze simulace bylo stanoveno, že paralelně připojená hydraulická hadice způsobí pokles tlaku při hydraulickém rázu. Dále bylo stanoveno, že při snižování vzdálenosti paralelní kapacity od místa vzniku hydraulického rázu se zvyšuje vliv kapacity. Při srovnání experimentálního měření se simulací bylo potvrzeno, že vytvořený matematický model odpovídá měření, jelikož trend průběhu tlaku v čase při simulaci odpovídá experimentálnímu měření.

11 Seznam použité literatury

- [1] FITCH, E. C. a I. T. HONG. *Hydraulic component design and selection*. Stillwater, Oklahoma 74075 U.S.A.: BarDyne, 1997. ISBN 0-9705922-5-6.
- [2] PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy díl 2.: Řídicí prvky hydrostatických systémů Příslušenství hydraulických obvodů*. Ostrava, 2010, 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6. VŠB - TU Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení.
- [3] PIVOŇKA, J. a kol. *Tekutinové mechanismy*, Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1987, 04-255-87, 623 s.
- [4] *Zacha: Velkoobchod s hutním materiálem* [online]. [cit. 2018-03-31]. Dostupné z: <https://www.zacha.cz/vice-o-vyrobe-trubek>
- [5] *Polotovary: Výroba trubek* [online]. [cit. 2018-03-31]. Dostupné z: https://www.moodle-trebesin.cz/pluginfile.php/9832/mod_resource/content/0/4.%20VÝROBA%20TRUBEK.pdf
- [6] JOSIEK, Robert. *Analýza stability odchytky odtahu při výrobě hydraulických hadic*. Brno, 2012. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce Ing. Josef SEDLÁK, Ph.D.
- [7] HÖLCKE, Jan. *Frequency response of hydraulic hoses*. Stockholm, 2002. Licentiate Thesis. Royal Institute of Technology, KTH.
- [8] KOZUBKOVÁ, Milada. *Dynamika hydraulických systémů*. Ostrava, 2005. Skriptum. VŠB - TU Ostrava.
- [9] MATLAB SimHydraulics, [online]. [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: <https://www.mathworks.com/help/>
- [10] BUREČEK, Adam. *Interakce kapaliny a stěny potrubí při nestacionárním proudění*. Ostrava, 2013. Disertační práce. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava. Vedoucí práce Prof. RNDr. Milada KOZUBKOVÁ, CSc.
- [11] *MP Filtri: High pressure filters FHP* [online]. [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.mpfiltri.com/index.php/products/pressure-filters/fhp.html>
- [12] Hytos: *Proporcionální rozváděče s lineárním motorem* [online]. In: . s. 6 [cit. 2018-05-20].
- [13] *Hydraulické kulové kohouty* [online]. [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://www.jsc-brno.cz/qx22/hydraulicke-kulove-kohouty>
- [14] *Hydrotechnik.com* [online]. [cit. 2018-04-28]. Dostupné z: <http://www.hydrotechnik.com/>

- [15] NĚMEC, Jiří. *Statická a dynamická charakteristika sedlového ventilu*. Ostrava, 2017. Bakalářská práce. VŠB - TU Ostrava. Vedoucí práce Ing. Adam Bureček, P.hD.
- [16] HRUŽÍK, Lumír a Milada KOZUBKOVÁ. *Dynamika tekutinových mechanismů: Návody do cvičení*. Ostrava, 2006. VŠB - TUO.

Poděkování:

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Adamu Burečkovi, Ph.D. za odborné vedení, konzultace a podnětné připomínky, které mi byly poskytnuty v průběhu tvorby diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat svým nejbližším za podporu při studiu.

Tato práce byla podpořena v rámci projektu SGS „Modelování a experimentální ověření dynamických jevů v tekutinových a vakuových systémech“ SP2018/157.

Přílohy

Příloha A

Příloha A obsahuje tabulky naměřených a nasimulovaných dat pro stanovení $\Delta p - Q$ charakteristiky jednotlivých měřených míst hydraulického vedení

Q	p_1	p_2	p_3	p_4	p_5
$[\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]$	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]
8,50	6,20357	5,12991	4,05701	2,94762	1,53979
10,84	8,30814	6,92412	5,51119	4,07439	2,35372
15,84	13,8821	11,6911	9,54405	7,32249	4,53098
21,00	20,4304	17,2387	14,166	11,0276	7,06197
24,33	25,2975	21,444	17,7138	13,9707	9,15995
26,57	28,6386	24,3641	20,2031	16,0052	10,6864
31,50	36,3858	31,261	26,2944	21,2667	14,8059

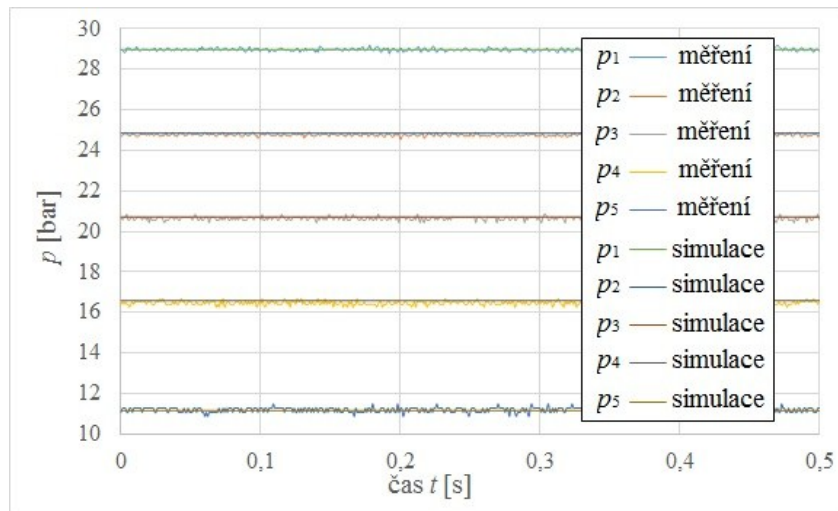
Tab. 1 Naměřená data pro stanovení $\Delta p - Q$ charakteristiky

Q	p_1	p_2	p_3	p_4	p_5
$[\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]$	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]
8,50	6,800797	5,503483	4,207057	2,911591	1,384383
10,84	9,039215	7,382409	5,726835	4,072586	2,092974
15,84	14,393353	11,965089	9,538825	7,114672	4,121698
21,00	20,750081	17,520928	14,294584	11,071160	6,965641
24,33	25,259905	21,511374	17,766175	14,024416	9,164956
26,57	28,632665	24,533506	20,438029	16,346334	10,963659
31,50	36,150260	31,276611	26,407419	21,542771	14,964082

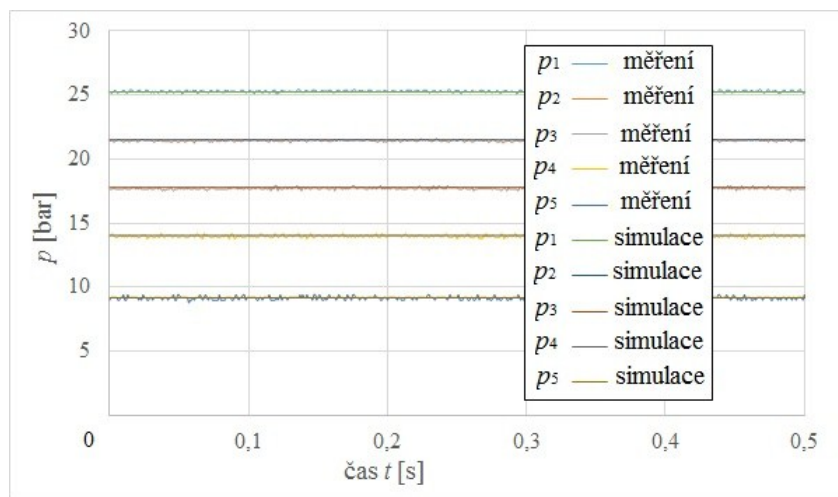
Tab. 2 Data ze simulace pro stanovení $\Delta p - Q$ charakteristiky

Příloha B

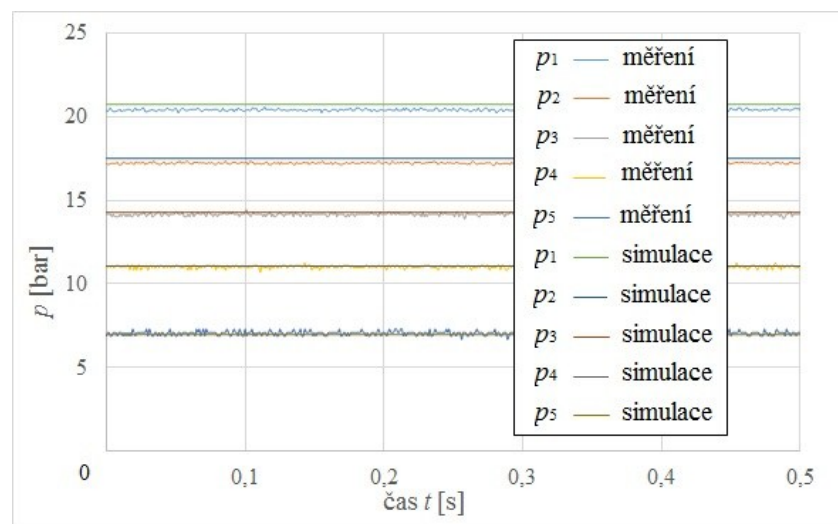
Příloha B obsahuje grafy srovnávající data z měření a simulace tlakových ztrát hydraulického vedení.



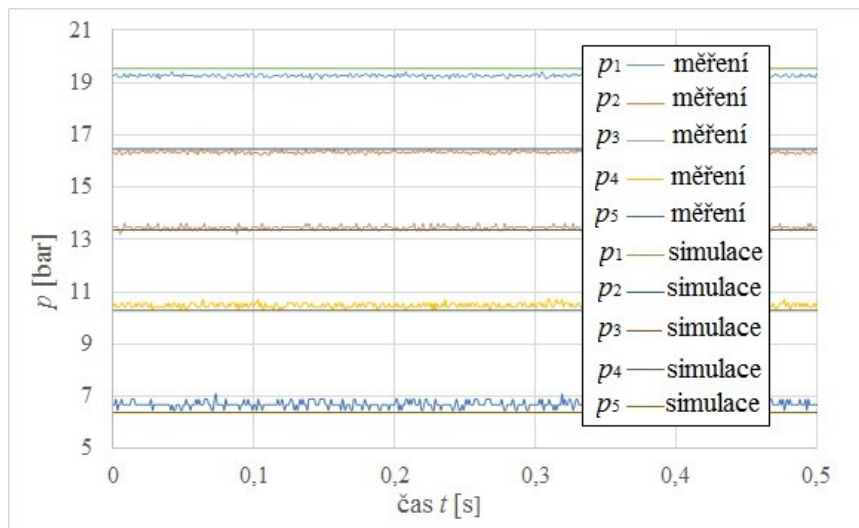
Obr. 1 Tlakové ztráty na vedení při $Q = 26,8 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$



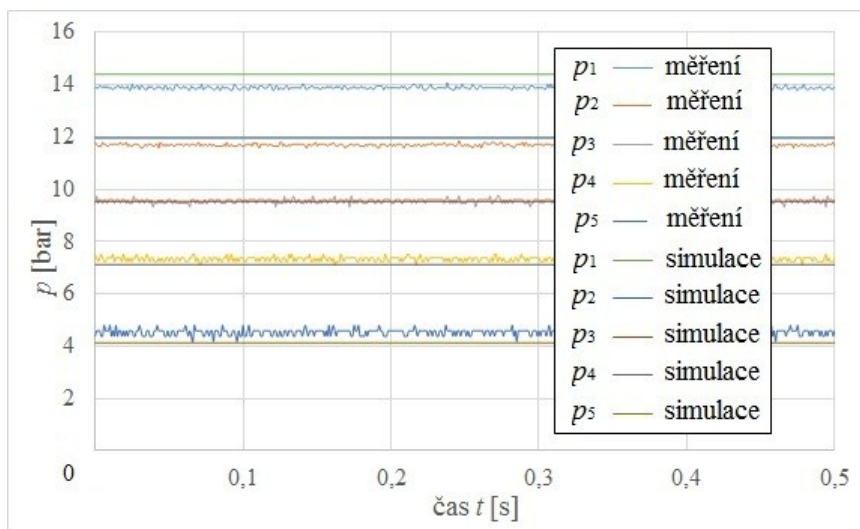
Obr. 2 Tlakové ztráty na vedení při $Q = 24,33 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$



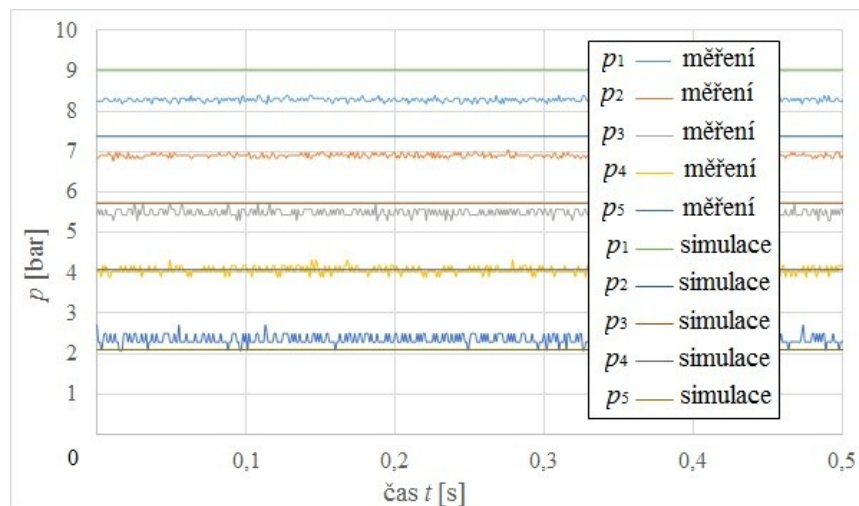
Obr. 3 Tlakové ztráty na vedení při $Q = 21 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$



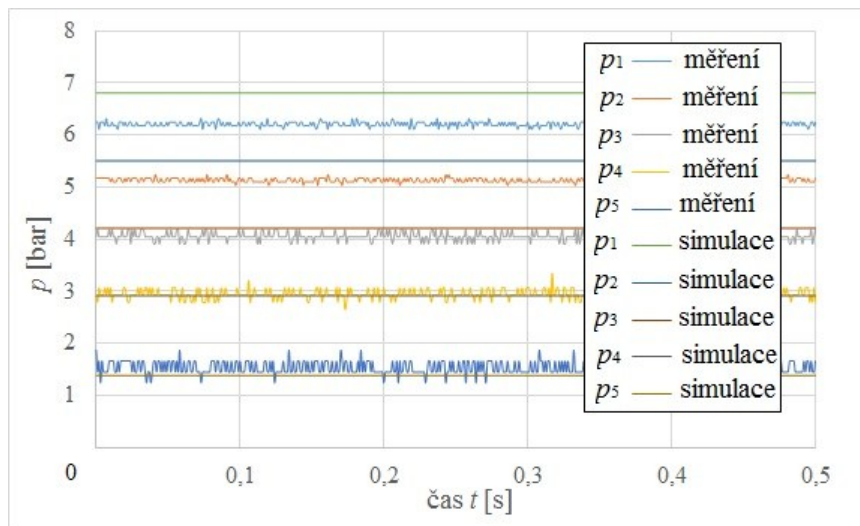
Obr. 4 Tlakové ztráty na vedení při $Q = 20,1 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$



Obr. 5 Tlakové ztráty na vedení při $Q = 15,84 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$



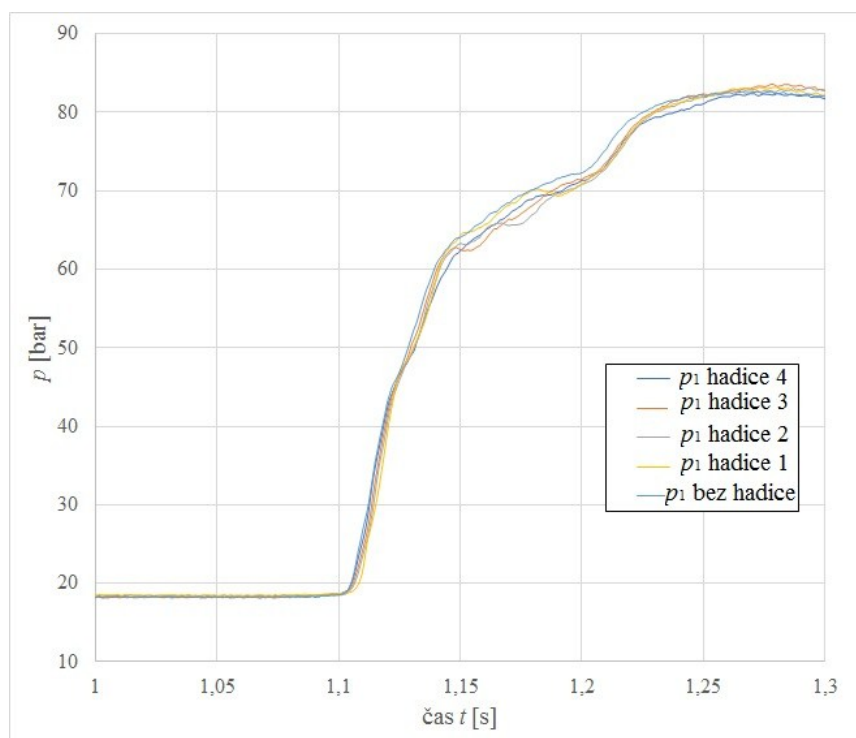
Obr. 6 Tlakové ztráty na vedení při $Q = 10,84 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$



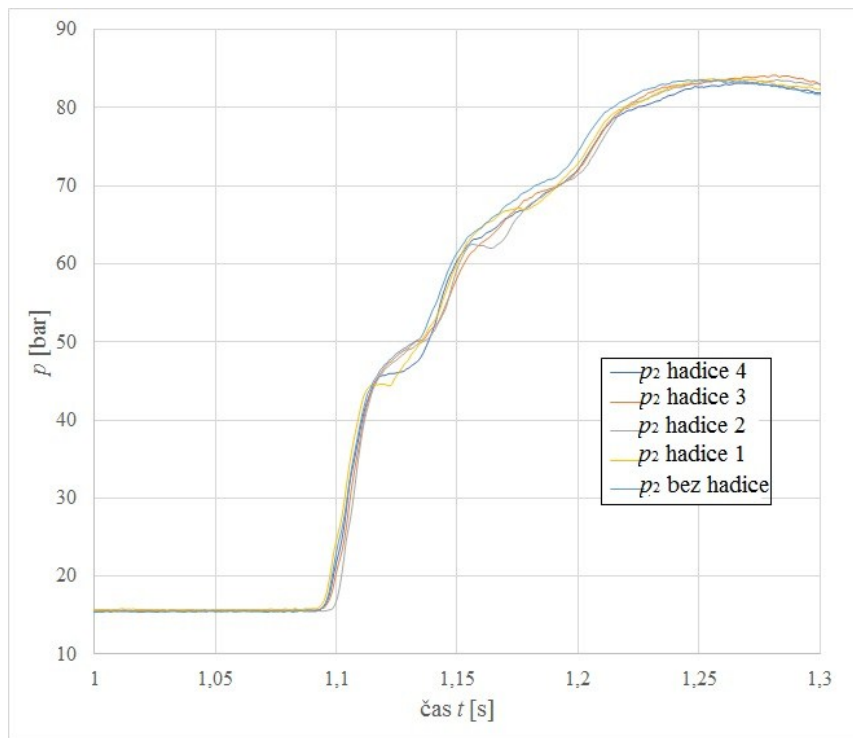
Obr. 7 Tlakové ztráty na vedení při $Q = 8,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$

Příloha C

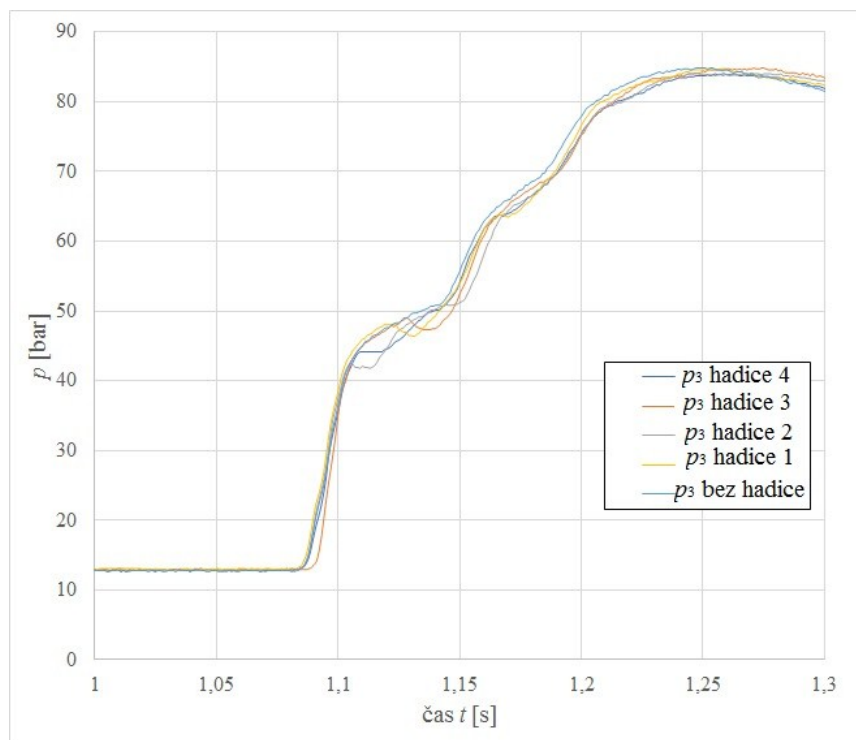
Příloha C obsahuje grafy průběhy tlaků p_1 , p_2 , p_3 a p_4 , při hydraulickém rázu při průtoku $Q = 20 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a přepouštěcím tlaku $p_{pv} = 5 \text{ MPa}$, porovnávající vliv paralelní kapacity při různém připojení hydraulické hadice.



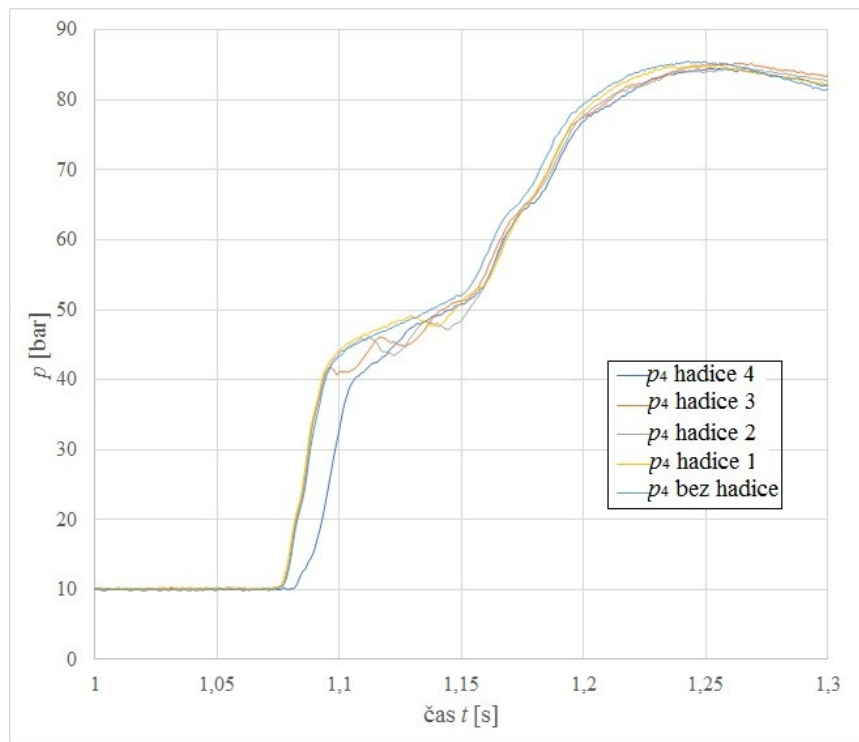
Obr. 8 Průběh tlaku p_1 při hydraulickém rázu



Obr. 9 Průběh tlaku p_2 při hydraulickém rázu



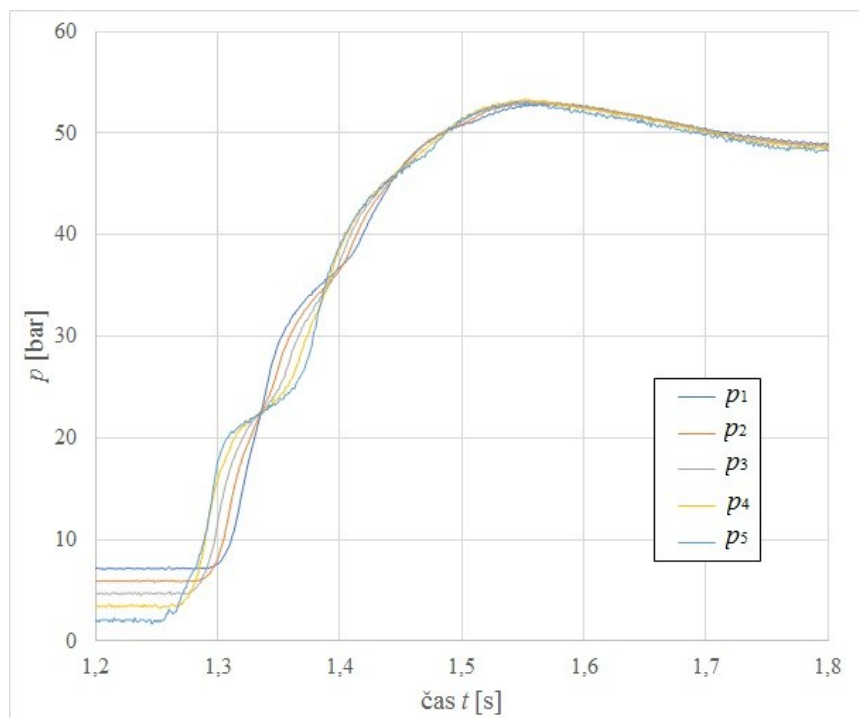
Obr. 10 Průběh tlaku p_3 při hydraulickém rázu



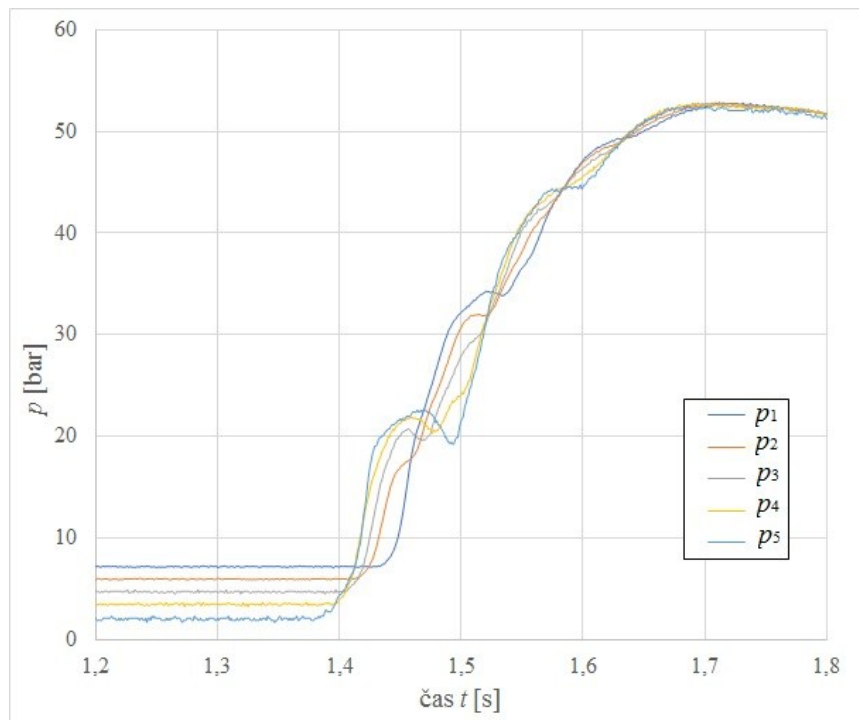
Obr. 11 Průběh tlaku p_4 při hydraulickém rázu

Příloha D

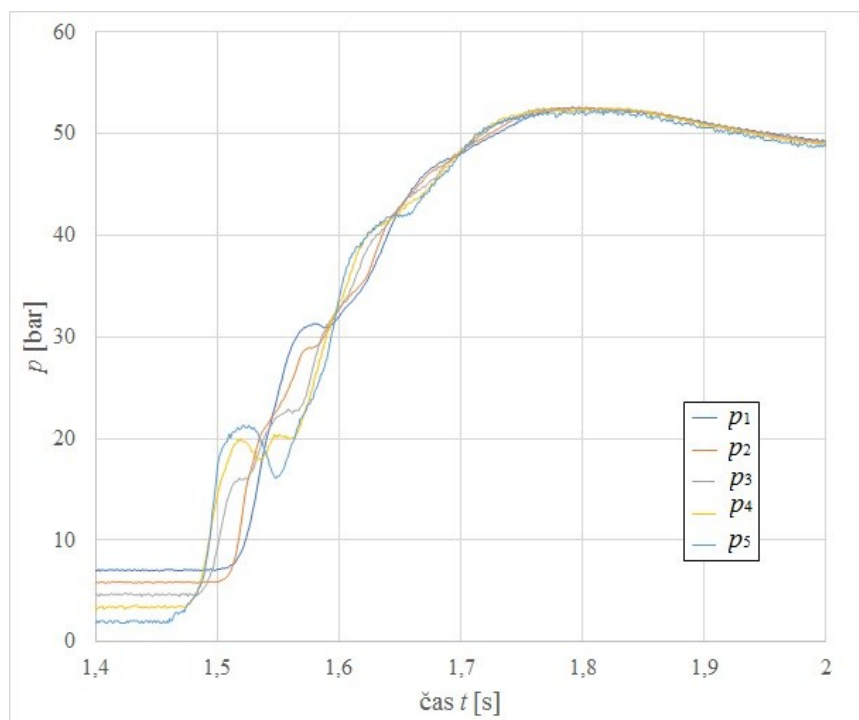
Příloha D obsahuje grafy měřených tlaků p_1 , p_2 , p_3 , p_4 a p_5 při hydraulickém rázu při různě nastaveném přepouštěcím tlaku p_{pv} a průtoku Q a při jednotlivých připojeních hydraulické hadice.



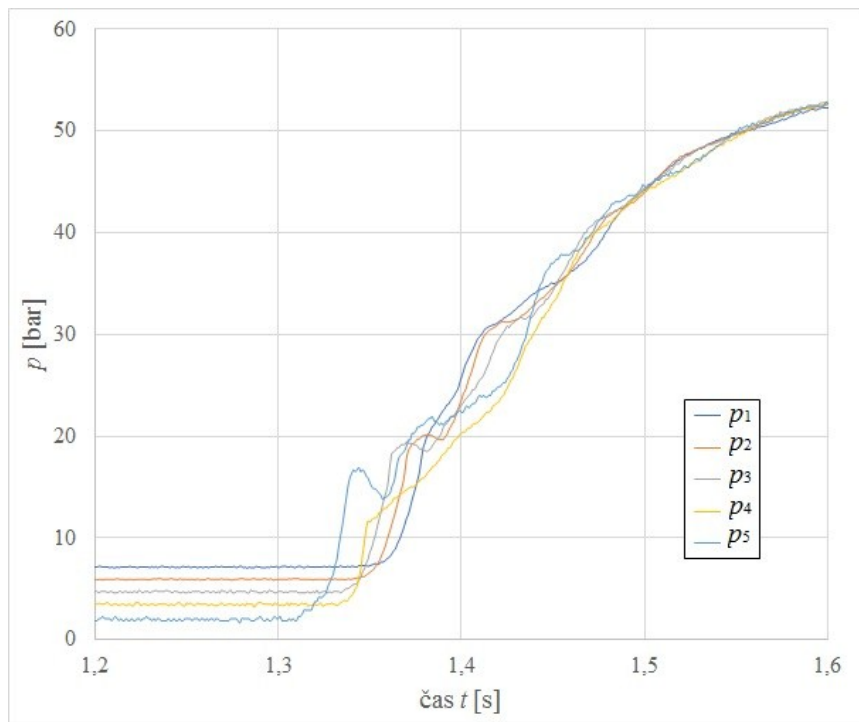
Obr. 12 Hydraulický ráz při $Q = 10 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a $p_{pv} = 5 \text{ MPa}$ bez připojení hadice



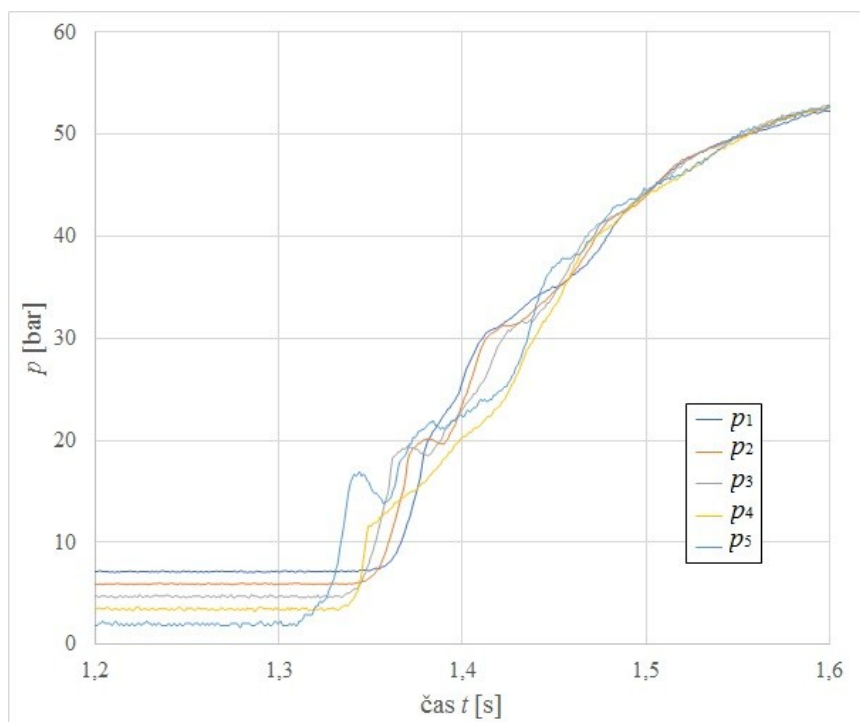
Obr. 13 Hydraulický ráz při $Q = 10 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a $p_{pv} = 5 \text{ MPa}$ při připojení hadice 1



Obr. 14 Hydraulický ráz při $Q = 10 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a $p_{pv} = 5 \text{ MPa}$ při připojení hadice 2



Obr. 15 Hydraulický ráz při $Q = 10 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a $p_{pv} = 5 \text{ MPa}$ při připojení hadice 3



Obr. 16 Hydraulický ráz při $Q = 10 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a $p_{pv} = 5 \text{ MPa}$ při připojení hadice 4

Příloha E

Clona s konstantním průřezem

Blok clona s konstantním průřezem (*Constant Area Hydraulic Orifice*), v matematickém modelu nahrazuje tlakové ztráty vedení experimentálního obvodu. V bloku lze nastavit plochu průřezu clony a průtokový součinitel, viz obr. 17 [9].



Obr. 17 Blok clony s konstantním průřezem

Nádrž

Blok nádrž (*Hydraulic reference*), slouží k propojení do atmosféry. K bloku lze připojit prvky, které je potřeba propojit s atmosférou, viz obr. 18 [9].



Obr. 18 Blok nádrže

Zdroj průtoku

Blok zdroj průtoku (*Hydraulic Flow Rate Source*), představuje ideální zdroj hydraulické energie dostatečné k udržení specifikovaného průtoku na svém výstupu bez ohledu na tlakový spád. Blok obsahuje porty T a P, které odpovídají vstupním a výstupním kanálům hydrauliky. Fyzický signál, kterému je přímo úměrný průtok ze zdroje, je připojen pomocí portu S, viz obr. 19 [9].



Obr.19 Blok zdroje průtoku

Přepouštěcí ventil

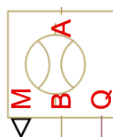
Přepouštěcí ventil PV2 je v matematickém modelu vyjádřen pomocí vestavného ventilu (*Cartridge Valve Insert*), viz obr. 20.



Obr. 20 Blok vestavného ventilu

Průtokoměr

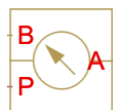
Blok průtokoměr (*Hydraulic Flow Rate Sensor*), představuje ideální snímač průtoku. Snímač je ideální, protože nezohledňuje setrvačnost, tření, zpoždění, spotřebu energie atd. Na snímači nedochází k žádné změně tlaku. Výstupy fyzického signálu Q a M udávají hmotnostní a objemový průtok, viz obr. 21 [9].



Obr. 21 Blok průtokoměru

Snímač tlaku

Blok snímač tlaku (*Hydraulic Pressure Sensor*), představuje ideální snímač tlaku. Blok obsahuje připojovací porty A, B a signální port P, viz obr. 22 [9].



Obr. 22 Blok snímače tlaku

Hydraulická zátka

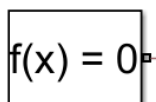
Blok hydraulická zátka (*Hydraulic Cap*), představuje prvek, pomocí kterého je možno daný kanál zacpat, viz obr. 23 [9].



Obr.23 Blok hydraulické zátky

Výpočtová konfigurace

Blok výpočtová konfigurace (*Solver Configuration*), specifikuje parametry řešitele, které model potřebuje ke spuštění simulace, viz obr. 24 [9].



Obr. 24 Blok výpočtové konfigurace

Signál

Blok signál (*Signal Builder*), umožňuje vytvářet skupiny signálních zdrojů a používat je v matematickém modelu, viz obr. 25 [9].



Obr. 25 Blok signálu

Převodník PS-S

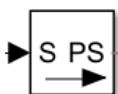
Blok převodník PS-S (*PS-Simulink Converter*), převádí vstupní fyzikální signál na bezrozměrný výstupní signál Simulinku. V bloku se nastavuje jednotka vstupního fyzikálního signálu, viz obr. 26 [9].



Obr. 26 Blok PS-S převodníku

Převodník S-PS

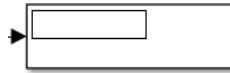
Blok převodník S-PS (*Simulink-PS Converter*), převádí vstupní bezrozměrný signál Simulinku na výstupní fyzikální signál. V bloku se nastavuje jednotka výstupního fyzikálního signálu, viz obr. 27 [9].



Obr. 27 Blok S-PS převodníku

Displej

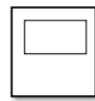
Blok displej (*Display*), zobrazuje aktuální hodnotu výstupního signálu, viz obr. 28 [9].



Obr. 28 Blok displeje

Graf

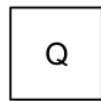
Blok graf (*Scope*), vykresluje grafickou závislost zobrazované veličiny v čase, viz obr. 29 [9].



Obr. 29 Blok grafu

Konstanta

Blok konstanta (*Constant*), slouží k zadávání konstantních hodnot, viz obr. 30 [9].



Obr. 30 Blok konstanty