

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Simulace dynamiky systému s hydraulickým vedením a lineárním
hydromotorem s hmotnou zátěží

Simulation of Dynamics of System with Hydraulic Line and Linear Hydraulic
Motor with Mass Load

Student:

Bc. Lukáš Lazorišák

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Adam Bureček, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Lukáš Lazorišák

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

2302T043 Hydraulika a pneumatika

Téma:

Simulace dynamiky systému s hydraulickým vedením a lineárním hydromotorem s hmotnou zátěží
Simulation of Dynamics of System with Hydraulic Line and Linear Hydraulic Motor with Mass Load

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

1. Literární rešerše k problematice hydraulických kapacit vybraných prvků použitých v systému.
2. Návrh hydraulického obvodu pro měření dynamiky systému s přímočarým hydromotorem a hmotnou zátěží.
3. Sestavení matematického modelu hydraulického obvodu v prostředí Matlab SimHydraulics.
4. Modelování dynamického chování hydraulického systému s hmotnou zátěží.
5. Porovnání výsledků matematického modelu s experimentálním měřením.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. Kolektiv autorů. *Projektování a konstrukce hydraulických zařízení*. Příručka hydrauliky, Svazek 3, MANNESMANN REXROTH GMBH, RCS 00281/10.88, 1988, 1. vydání. 362 s. ISBN 3-8023-02664.
2. PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy, díl 2. Řídicí prvky hydrostatických systémů. Příslušenství hydraulických obvodů*. Ostrava: VŠB TU Ostrava, 2008. 2. vyd. 140 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
3. PIVOŇKA, J. a kol. *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL Praha, 1987. 623 s. 04-255-87.
4. 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.
5. BAROŠKA, J. *Hydrostatické mechanizmy*. Žilina: Hydropneutech s.r.o., 2012. 388 s. ISBN 978-80-970 897-2-6.
6. THE MATHWORKS: Matlab Simulink User's Guide, SimHydraulics User's Guide (USA, 2007).
7. 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: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



A handwritten signature in blue ink, appearing to read "Ivo Hlavatý".

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 16.5.2016

Lukáš Šavoritář

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 nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 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 užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít 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 Ostravě16.5.2016.....

Lukáš Lazoríšák

podpis

Lukáš Lazoríšák

Petrovice u Karviné č. 3
735 72

Chtěl bych poděkovat panu Ing. Adamu Burečkovi, Ph.D. za jeho pomoc a nezbytné rady při vypracovávání mé diplomové práce.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

LAZORIŠÁK, L. *Simulace dynamiky systému s hydraulickým vedením a lineárním hydromotorem s hmotnou zátěží: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2016, 61 s. Vedoucí práce: Bureček, A.

Tato diplomová práce se zabývá tématikou simulace dynamiky systému s hydraulickým vedením a lineárním hydromotorem s hmotnou zátěží. V teoretické části práce jsou uvedeny vlastnosti kapalin, druhy hydraulického vedení a materiály těsnění hydraulických válců, které mají vliv na jejich dynamiku. V praktické části je navržen hydraulický obvod pro realizaci experimentálního měření tlaků a polohy pístnice přímočaráho hydromotoru. Sestavení matematického modelu obvodu a následná simulace byla provedena v počítačovém programu Matlab Simulink. Simulace a následné porovnání s experimentálním obvodem je obsaženo v poslední části této práce.

KLÍČOVÁ SLOVA:

Simulace, Hydraulické vedení, Hydraulický válec, Experimentální obvod, Matematický model, Tření, Tlak, Poloha

ANNOTATION OF MASTER THESIS

LAZORIŠÁK, L. *Simulation of Dynamics of System with Hydraulic Line and Linear Hydraulic Motor with Mass Load: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2016, 61 p. Thesis head: Bureček, A.

This master thesis is dealing with dynamics simulation system with hydraulic system and hydraulic cylinder with mass load. In theoretical part are defined the properties of fluids, types of hydraulic lines and seal materials of hydraulic cylinders that affect their dynamics. In the practical part is designed around a hydraulic system for the realization of experimental measurements of pressures and position of the hydraulic cylinder. Build a mathematical model of the hydraulic system and simulation was performed in a computer program Matlab Simulink. Simulation and subsequent comparison with the experimental system is included in the last section.

KEY WORDS:

Simulation, Hydraulic lines, Hydraulic cylinder, Experimental circuit, Mathematical model, Friction, Pressure, Position

Obsah

Seznam použitých označení veličin	10
1. Úvod.....	11
2. Kapaliny v hydraulických systémech.....	12
2.1 Fyzikální vlastnosti kapalin v hydraulických systémech	12
3. Hydraulické vedení	15
3.1 Potrubí a spojovací komponenty	15
3.2 Hadice a spojovací komponenty.....	16
3.2.1 Nízkotlaké hadice.....	17
3.2.2 Vysokotlaké hadice	17
3.3 Přípojky pro diagnostiku hydraulického systému	18
4. Hydraulické válce.....	19
4.1 Materiály těsnění hydraulických válců.....	19
4.2 Průtokové a mechanické ztráty těsněním	20
4.3 Dynamické vlastnosti hydraulických válců.....	20
4.4 Vliv tření na dynamiku hydraulických válců	21
5. Návrh experimentálního hydraulického obvodu.....	23
5.1 Popis funkce obvodu	24
5.2 Parametry použitých prvků.....	24
5.3 Vyhodnocení měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m.....	28
5.4 Vyhodnocení měření se zastavením pístnice v poloze $s_2 = 0,2$ m.....	30
5.5 Porovnání měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m a $s_2 = 0,2$ m.....	32
5.6 Vyhodnocení měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, s připojeným dlouhým potrubím	35
5.7 Porovnání měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, s připojeným dlouhým potrubím a měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, bez dlouhého potrubí	37
6. Simulace.....	40
6.1 Návrh matematického modelu hydraulického obvodu.....	40
6.1.1 Popis a nastavení jednotlivých bloků knihovny SimHydraulics.....	41
6.2 Vyhodnocení simulace se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m.....	50
6.2.1 Porovnání simulace a měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m.....	50
6.2.2 Porovnání simulovaných a měřených průběhů tlaku p_2 a polohy s_1 , při zastavení pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m	52

6.3	Vyhodnocení simulace se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, s připojeným dlouhým potrubím	54
6.3.1	Porovnání simulace a měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, s připojeným dlouhým potrubím.....	55
6.3.2	Porovnání simulovaných a měřených průběhů tlaku p_2 a polohy s_1 , při zastavení pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, s připojeným dlouhým potrubím	57
7.	Závěr	59
	Použitá literatura	61

Seznam použitých označení veličin

Označení veličiny	Název veličiny	Jednotka
E	Youngův modul pružnosti	[Pa]
F	síla	[N]
K	objemový modul pružnosti	[Pa]
K_p	součinitel poměru tlaku a světlosti vedení	[m·Pa ⁻¹]
S	plocha	[m ²]
V	objem	[m ³]
a	rychlosť šíření tlakové vlny	[m·s ⁻¹]
d	průměr	[m]
f	frekvence	[Hz]
f_t	součinitel tření	[1]
f_{cfr}	Coulombův třecí koeficient	[N·Pa ⁻¹]
f_v	součinitel viskózního tření	[N·m ⁻¹ ·s]
s	poloha pístu hydraulického válce	[m]
k	tuhost	[N·m ⁻¹]
l	délka	[m]
m	hmotnost	[kg]
n	polytropický koeficient	[1]
v	rychlosť	[m·s ⁻¹]
β	součinitel objemové stlačitelnosti	[Pa ⁻¹]
η	dynamická viskozita	[Pa·s]
ν	kinematická viskozita	[m ² ·s ⁻¹]
ν_P	Poissonova konstanta	[1]
ρ	hustota	[kg·m ⁻³]
τ	smykové napětí	[Pa]
α	relativní obsah plynu	[1]
α_p	součinitel rozpustnosti plynu v kapalině	[1]
δ	tloušťka stěny hadice	[m]
σ	normálové napětí	[Pa]

1. Úvod

Cílem diplomové práce je zjištění dynamických vlastností dvojčinného hydraulického válce vlivem změny délky potrubí v hydraulickém systému, změny zatížení a změny polohy zastavení hydraulického válce. Dynamika válců je ovlivněna více faktory, jako je pracovní kapalina, konkrétně její viskozita, objemový modul pružnosti a obsah volného vzduchu v kapalině. Materiály a konstrukce hydraulického vedení, mezi které lze zařadit pryžové hadice a ocelové bezesvě trubky, značně ovlivňují dynamiku celého hydraulického systému. Dalším faktorem je tření, které vzniká v hydraulickém válci a které je ovlivněno jednak viskozitou kapaliny, ale především materiélem těsnění. Tyto faktory jsou podrobně popsány v první části této práce.

Hydraulické stroje, v jejichž konstruovaných obvodech je součástí hydraulický válec, jsou vystavovány proměnlivé zátěži a rázům. U takových strojů může dojít vlivem frekvence kmitání k poškození hydraulického válce, nebo jiné části obvodu. V praktické části bude navržen a sestaven hydraulický obvod pro měření tlakových pulsací a dráhy vysouvání hydraulického válce při různé zátěži. Parametry jednotlivých prvků obsažených v hydraulickém obvodu budou detailně popsány. Změna bude provedena jak ve zmiňované hmotné zátěži, tak v délce potrubí na výstupu z válce, kde bude zapojeno dlouhé ocelové potrubí a následně bude vyhodnocen jeho vliv na dynamiku válce. Bude prováděna změna polohy pístu hydromotoru, při které dojde k náhlému zastavení pomocí elektromechanického koncového spínače. Všechny získané hodnoty průběhů tlaků a polohy v čase budou použity pro další zpracování a vyhodnocení porovnání jednotlivých změn.

Dále bude vytvořen matematický model experimentálního zařízení, který bude sestaven v počítačovém softwaru Matlab – Simulink. Tento program využívá podknihovnu SimHydraulics, která obsahuje bloky matematicky popsaných modelů reálných hydraulických prvků. V těchto blocích je možné nastavit parametry odpovídající skutečným hodnotám např. průtoku v obvodu nebo zde lze nastavit katalogové hodnoty reálných prvků např. průměr pístnice či maximální průtočnou plochu ručně ovládaného rozváděče. Bude popsáno schéma a použité prvky matematického modelu a jejich hodnoty nastavení. Matematický model a nastavení jednotlivých bloků bude odpovídat parametry experimentálního obvodu. Matematicky simulované průběhy tlaku p a polohy pístu s budou porovnány se změřeními průběhy.

Všechna vyhodnocení a porovnání budou pro lepší přehlednost uvedena v grafech a tabulkách.

2. Kapaliny v hydraulických systémech

Pracovní kapaliny hydraulických systémů slouží pro přenos sil mezi jednotlivými členy hydraulického mechanismu, díky tomu se řadí mezi nejdůležitější prvky v hydraulických systémech. Spolehlivost a životnost jednotlivých komponentů v hydraulickém obvodu závisí na kvalitě a čistotě pracovní kapaliny [1, 6].

Hlavní požadavky kladené na pracovní kapalinu:

- Ideální viskozita vhodná pro dobré mazání stykových třecích ploch. Nízká viskozita způsobuje průsaky a nezajišťuje dobré mazání. Naopak příliš vysoká viskozita při proudění pracovní kapaliny způsobuje velké tlakové ztráty.
- Nízká stlačitelnost, které se docílí při nejmenším nasycení kapaliny vzduchem. Příliš vysoká stlačitelnost kapaliny zhoršuje dynamické vlastnosti mechanismu a sniže účinnost.
- Dobrá mazací schopnost zajišťuje ochranu mezi pohybujícími se třecími plochami, tím se zvyšuje mechanická účinnost a životnost mechanismu.
- Nehořlavost, jinak označována jako nejvyšší teplota vzplanutí. Pokud v pracovním prostředí hrozí riziko požáru a minerální olej nevyhovuje pracovním podmínkám, je nutné použít těžko-zápalnou kapalinu, která má horší vlastnosti než minerální oleje.
- Šetrnost kapalin k životnímu prostředí splňují vody a rostlinné oleje, které jsou nevhodné k provozu hydraulického systému. Ostatní kapaliny mají negativní vliv na životní prostředí a rovněž na zdraví pracovníků [1, 6].

2.1 Fyzikální vlastnosti kapalin v hydraulických systémech

Řada fyzikálních vlastností pracovních kapalin ovlivňuje především funkci hydraulického obvodu a mohou zajistit vysokou životnost a bezporuchovost. Hlavní fyzikální vlastnosti kapalin jsou podrobněji popsány níže [2].

- **Hustota**

Také označována jako měrná hmotnost je rovna poměru hmotnosti a objemu kapaliny. Mění se s tlakem a teplotou. Pro její výpočet je dán vztah:

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (2.1)$$

kde m označuje hmotnost a V je objem [2].

- **Viskozita**

Udává míru vnitřního tření kapalin. Při pohybu kapalin vzniká mezi jednotlivými vrstvami smykové napětí úměrné gradientu rychlosti v kolmém směru na pohyb kapaliny. Hodnota smykového napětí je dána vztahem:

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy}, \quad (2.2)$$

kde η je dynamická viskozita a $\frac{dv}{dy}$ je gradient rychlosti ve směru y .

Někdy se uvádí kinematická viskozita kapalin, která je dána poměrem dynamické viskozity a hustoty kapaliny:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}. \quad (2.3)$$

Viskozita kapaliny je závislá na tlaku a teplotě. S rostoucím tlakem viskozita roste a s rostoucí teplotou viskozita kapalin klesá [2].

- **Slačitelnost**

Slačitelnost kapalin je jev, při kterém dochází vlivem zvyšování tlaku ke změně objemu kapalin. Pro objemový modul pružnosti platí vztah

$$K = -V \frac{dp}{dV}, \quad (2.4)$$

kde V označuje objem kapaliny při konstantní teplotě, dp je změna tlaku a dV je změna objemu.

Dalším vyjádřením pro sláčitelnost je součinitel objemové sláčitelnosti a je dán převrácenou hodnotou objemového modulu pružnosti. Pro součinitel objemové sláčitelnosti se uvádí vztah

$$\beta = \frac{1}{K}. \quad (2.5)$$

Orientační hodnota objemového modulu pružnosti pro minerální a rostlinné oleje je $K = (1,4 \div 1,8) \cdot 10^9$ Pa, pro syntetické kapaliny a pro vodu je $K = 2 \cdot 10^9$ Pa [2].

- **Obsah volného vzduchu v kapalině a jeho vliv na sláčitelnost**

Praktické zkušenosti dokazují, že jakýkoliv plyn snižuje objemový modul pružnosti kapaliny. Atmosférický vzduch se rozpouští v kapalině na hladině v nádrži hydraulického systému. Takto absorbovaný plyn již nemá vliv na sláčitelnost kapaliny. Pro množství rozpustěného plynu v kapalině se uvádí vztah:

$$V_p = V_K \cdot \alpha_p \cdot \frac{p}{p_0}, \quad (2.6)$$

ze vztahu V_p – objem rozpustěného plynu, V_K – objem kapaliny, α_p – součinitel rozpustnosti plynu v kapalině, p – absolutní tlak plynu nad hladinou, p_0 – atmosférický tlak (absolutní) [2, 10, 13].

Vlivem tlaku je kapalina s obsahem volného vzduchu stlačena a tím probíhá rozpouštění vzduchu pomaleji než uvolňování, proto dochází k cirkulaci části objemu vzduchu v obvodu. Takto cirkulující vzduch značně snižuje objemový modul pružnosti. Pro danou situaci se uvádí vztah:

$$K = K_0 \frac{1 + \alpha \left(\frac{p_a}{p_a + p} \right)^{\frac{1}{n}}}{1 + \alpha \cdot K_0 \frac{p_a^{\frac{1}{n}}}{n(p_a + p)^{\frac{n+1}{n}}}}, \quad (2.7)$$

kde K_0 je modul pružnosti čisté kapaliny, p_a je atmosférický tlak, α je relativní obsah plynu, n je polytropický koeficient.

Obsah pohlceného vzduchu pro minerální oleje, při normální teplotě a tlaku, se v literaturách uvádí 8 ÷ 9 % [2, 10, 14].

Objemový modul pružnosti, včetně volného vzduchu, má také vliv na rychlosť šíření tlakové vlny v kapalině, ktorá sa určí ze vzťahu [2]:

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho}}. \quad (2.8)$$

3. Hydraulické vedení

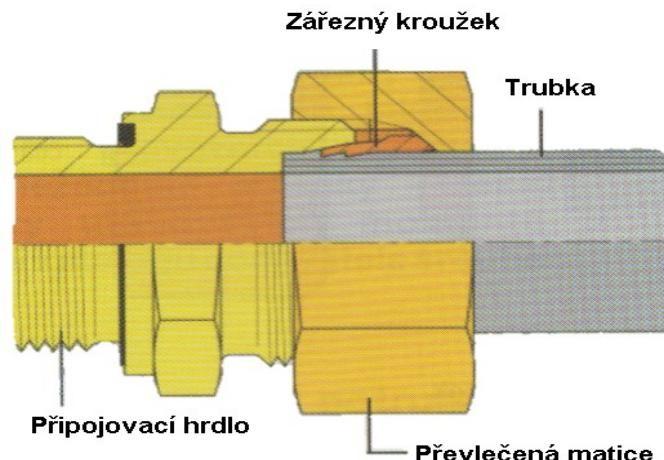
Mezi hlavní prvky pro přenos pracovní kapaliny a energie patří tuhá potrubí a hadice. Dalšími prvky jsou potrubní a hadicové spoje, ventily, tvarovky atd. Potrubí využíváme v místech, kde nedochází k pohybu propojovaných prvků. Hadice se volí v místech vzájemného pohybu propojovacích prvků a například v místech se stísněným prostorem nebo při časté montáži a demontáži [3, 6].

3.1 Potrubí a spojovací komponenty

K výrobě potrubních rozvodů se používají zejména ocelové bezešvé trubky, vyráběné v rozměrové přesnosti s běžnými mezními úchylkami, malými mezními úchylkami a velmi malými mezními úchylkami. Používané materiály jsou ocel (svařitelná a bez okují), měď a hliník. Při výrobě je důležitým požadavkem na potrubní systémy maximální těsnost [1, 3].

Potrubní spoje jsou vyráběny ve většině případech jako rozebíratelné. Tyto spoje umožňují snadné rozpojení a spojení potrubí, bez jakékoliv poškození těsnosti daného spoje.

Nejpoužívanější druh spojení je systém se zárezným kroužkem (obr. 3.1). Výhodou tohoto spoje je jednoduchá konstrukce, dostupnost a nízká cena. Princip spočívá v působení podélné síly matice. Při jejím utahování dojde k zaklínění zárezného kroužku mezi trubku a připojovací hrdlo. Tímto se kroužek zařízne po obvodu trubky, a to zabrání jejímu vysmeknutí. [1]



Obr. 3.1 - Základní provedení spojovacího systému s přesuvnou maticí a zárezným kroužkem [1]

Dalšími vhodnými spoji jsou např. systém v provedení vnější kužel proti vnitřní kuželové ploše hrdla, potrubní spoj v provedení vnější kuželová plocha proti vnitřnímu kuželi, spoj s těsnícím prstencem a přírubový spoj [3,6].

Při montáži potrubí je zapotřebí dbát na dodržení všech zásad, které zajistí jeho dlouhodobý provoz bez vzniku průsaků, případně nebezpečí uvolnění. Jednou ze zásad správné montáže potrubního systému je posouzení možnosti vedení, tzn. vhodné tvarování potrubí při různých stavech mimo úroveň. Další zásadou při návrhu a montáži potrubního systému je dodržení parametrů délky potrubí nebo jejího ohybu. Za správnou funkci hydraulického vedení zodpovídá také správné umístění držáků trubek podél potrubní trasy, zde je třeba dbát na ukotvení držáku a dodržení vzdáleností mezi jednotlivými držáky [1,6].

Životnost potrubí je ovlivněna působícím tlakem vyvolaným prouděním pracovní kapaliny uvnitř. Dle pružnosti a pevnosti lze tento tlak rozdělit na dvě působící síly: podélnou sílu působící ve směru osy potrubí a obvodovou sílu působící po obvodu potrubí. Podélnou sílu F_L a obvodovou sílu F_H získáme dle vztahů:

$$F_L = \frac{\pi d^2 p}{4}, \quad (3.1)$$

$$F_H = \frac{pd l}{2}, \quad (3.2)$$

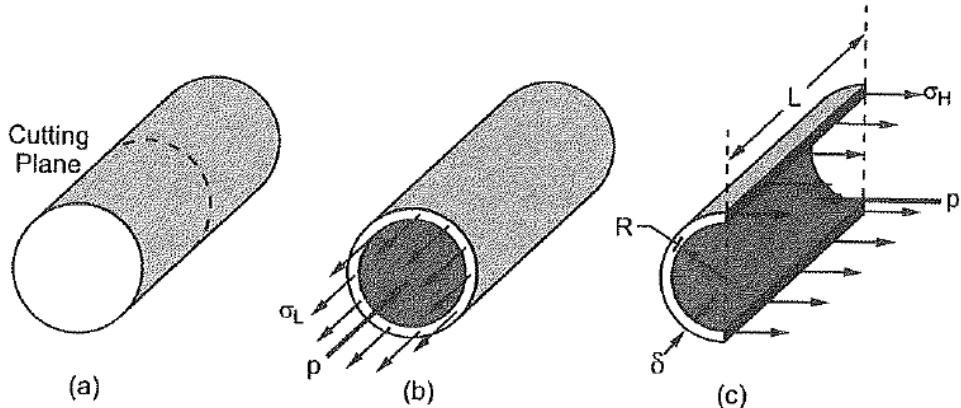
kde d – vnitřní průměr potrubí, p – působící tlak, l – délka potrubí.

Spolu s působícími silami souvisí napětí, která lze odvodit pomocí pomyslného řezu (obr. 3.2). Pro podélnou a obvodovou sílu odpovídá podélné napětí σ_L a obvodové napětí σ_H , která se určí ze vzorců:

$$\sigma_L = \frac{F_L}{\pi d \delta} = \frac{pd}{4\delta}, \quad (3.3)$$

$$\sigma_H = \frac{F_H}{l \delta} = \frac{pd}{2\delta}, \quad (3.4)$$

kde δ označuje tloušťku stěny potrubí [4,17,18].



Obr. 3.2 – Působení napětí v řezu potrubí [4]

3.2 Hadice a spojovací komponenty

V hydraulice jsou hadice využívány pro spojení dvou vzájemně se pohybujících prvků, díky nimž dochází k eliminaci vibrací. Jsou tedy nepostradatelným spojovacím prvkem v hydraulických systémech. Hadice se skládá z duše, jednoho nebo více opletů a ochranné vrstvy na povrchu, kde materiélem dnes nejčastěji bývá odolný plast nebo pryž. Oplety bývají splétány ocelových drátků [1, 6].

Pro spojování hadic jsou využívány tzv. rychlospojky sloužící k rychlému spojení hadic nebo k rychlému spojení hadice s daným prvkem. Rychlospojka se skládá ze dvou částí, které se při působení relativně malé síly do sebe zasunou. Proti rozdělení slouží kuličkový mechanismus [3, 12].

Hydraulické hadice se zpravidla rozdělují dle způsobu použití na hadice nízkotlaké a vysokotlaké.

3.2.1 Nízkotlaké hadice

Mezi nízkotlaké hadice se zahrnují především hadice sací. Obal hadice je tvořen olejvzdornou syntetickou pryží, která z vnější strany dobré odolává povětrnostním vlivům. Nosnou konstrukci tvoří oplet nebo spirála s pozinkovaného drátu (obr. 3.3). Teplotní rozsah pro nízkotlaké hadice činí $-40 \div 100^\circ\text{C}$ [1].



Obr. 3.3 – Detail kostry nízkotlaké hadice s textilním opletem a ocelovou spirálou [1]

3.2.2 Vysokotlaké hadice

U vysokotlakých hadic hraje hlavní roli počet vnitřních opletů. Pro nižší tlaky je určeno zejména základní provedení s jedním nebo dvěma opletety (obr. 3.4), zde je struktura vnitřní a vnější části hadice obdobná se skupinou nízkotlakých hadic, avšak oplety tvořící vnitřní nosnou část jsou tvořeny vysoko pevnostním drátem. Rozsah teplot zatížení hadice je $-40 \div 100^\circ\text{C}$. Doporučené kapaliny pro standardní typy hadic jsou minerální oleje, syntetické kapaliny, glykol, polyglykol a emulze na vodní a olejové bázi [1, 6].



Obr. 3.4 – Detail kostry vysokotlaké hadice tvořené dvouvrstvým kovovým opletem [1]



Obr. 3.5 – Detail kostry vysokotlaké hadice tvořené vícevrstvým kovovým opletem [1]

3.3 Přípojky pro diagnostiku hydraulického systému

Pro identifikaci poruchy v hydraulickém systému a diagnostiku se na vhodných místech instalují měřící body tzv. minimes přípojky. Jejich velkou výhodou je snadné připojení měřicího přístroje za provozu pod tlakem, bezúkapový systém propojení a velmi rychlý proces připojení. Za provozu je možno k minimes připojit tlakoměr pouze do 40 MPa systémového tlaku. Nejčastějšími druhy přípojek minimes jsou typy s kuličkou (obr. 3.6) a kuželkou (obr. 3.7) a se závitem M16 x 1,5 [1, 3].



Obr. 3.6 – Přípojka minimes s kuličkou [1]



Obr. 3.7 – Přípojka minimes s kuželkou [1]

4. Hydraulické válce

Hydraulické válce nebo také přímočaré hydromotory jsou nezbytnou součástí hydraulických systémů. Z konstrukčního hlediska se přímočaré hydromotory rozdělují na jednočinné, které vyvazují sílu pouze jedním směrem a dvojčinné, které vyvazují sílu ve dvou směrech. Zpětný pohyb pístu jednočinného hydromotoru je vyvazován silou pružiny nebo silou vnější [2, 6].

Funkcí hydromotorů v hydraulických systémech je převod hydraulické energie, kterou dodává čerpadlo, na užitečnou práci. Pro ideální jednočinný hydromotor je působící síla dána vztahem:

$$F = p \cdot S, \quad (4.1)$$

kde p je tlak působící ve válcové komoře a S je plocha pístu [5].

Existují však vlivy, které působí na dynamiku hydraulických válců. Jeden z hlavních vlivů na dynamiku má těsnění.

4.1 Materiály těsnění hydraulických válců

Aby těsnění mohlo odolávat tlakům tekutiny, musí mít těsnící materiál určitou pružnost, tvárnost a pevnost. Těsnící materiál musí být odolný proti fyzikálním a chemickým vlivům kapaliny. Dle provozních podmínek se v hydraulických válcích používají materiály, jako jsou pryže, plasty, kovy a jiné [6].

- **Pryže**

Jsou doposud nejpoužívanějším materiélem pro těsnění. Vyrábějí se z homogenního materiálu s různou tvrdostí nebo se zpevňují pomocí textilních vložek. Používají se některá obchodní označení jako je NBR (acrylnitril-butadienová pryž), FPM (fluorová pryž), AU (polyester-uretanová pryž). Pryž je využívaným materiélem pro drážkové manžety, kloboučkové manžety, stírací kroužky, tkaninové ucpávky, a jiné [6].

- **Plasty**

Používání plastových těsnění se v hydraulických zařízeních velmi rozšířilo. Použití plastového materiálu je významné zejména pro statické těsnění, ucpávkové těsnění i pro pohybová těsnění. Mezi plastová těsnění patří zejména PTFE (Teflon), acetátová pryskyřice (polyoxymethylén), měkčený PVC apod. Plastový materiál se používá pro těsnění pístů různých provedení, pístní kroužky, operné kroužky pro kroužky O a tkaninové ucpávky [6].

- **Kovy**

Vhodnými materiály pro kovová těsnění jsou hliník, měď, olovo a různé slitiny z těchto prvků. Pro statická těsnění se používají samotné kovy nebo ve spojení s plasty. U hydraulických válců se tohoto materiálu využívá pro stírací kroužky různého provedení a těsnící podložky [6].

4.2 Průtokové a mechanické ztráty těsněním

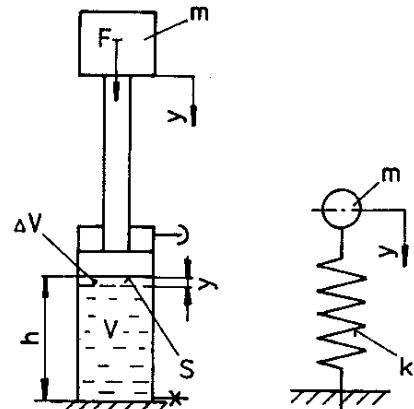
U přímočarých hydromotorů se vlivem těsnění vyskytují průtokové a mechanické ztráty. Průtokovým ztrátám se rozumí propouštění tlakové kapaliny uvnitř hydraulického válce, přičemž dochází ke zhoršování jeho účinnosti. V hydraulických válcích o velkém objemu nevadí při menším tlaku určitá netěsnost, kdežto při vysokém tlaku a s poměrně malým objemem kapaliny může dojít k podstatnému zhoršení účinnosti [2, 6].

Mechanické ztráty neboli ztráty třecí, závisí na velkém počtu činitelů. Tření je zvyšováno vlivem vtlačování těsnícího materiálu do spár. Tento účinek lze zanedbat při malých vůlích, ovšem pokud vůle překračuje 0,25 mm, může být tento účinek hlavním představitelem odporu. Těsněním, u kterého je přitlačovací síla vyvolána tlakem tekutiny, může docházet ke změnám součinitele tření v závislosti na tlaku kapaliny. U pružných těsnění bývá součinitel tření 0,02 až 0,08 a u kožených těsnění je 0,006 až 0,008. U nemazaného těsnění bývá součinitel tření 10krát až 20krát větší, proto se klade důraz na mazání stykových ploch u všech těsnění nebo ucpávek. Na tření má daleko vliv doba klidu; čím delší je, tím je potřebná větší počáteční síla pro tzv. „utržení“ těsnění [2, 6].

4.3 Dynamické vlastnosti hydraulických válců

Přímočarý hydromotor s hmotnou zátěží si lze představit jako kmitavou soustavu, kde je hmotný bod s hmotností m umístěn na pružině s tuhostí k . Na schématu (obr. 4.1) je vlevo znázorněn přímočarý hydromotor, na kterém jsou označeny veličiny k výpočtu vlastní frekvence a vpravo je zjednodušený mechanický model [2].

Součet hmotnosti pístu, pístnice a připojené zátěže představuje hmotnost m . Pružnost kapaliny pod pístem hydromotoru je dána tuhostí k , která je vyjádřena vztahem:



Obr. 4.1 – Kmitavá soustava [2]

$$k = \frac{F}{y} = \frac{\Delta p \cdot S}{y} = \frac{\Delta p \cdot S^2}{\Delta V}, \quad (4.2)$$

kde ΔV je změna objemu V vlivem působící síly F , y – změna polohy pístu vlivem zatěžující síly F , S – cinná plocha pístu. Je-li uvažován vliv kapaliny v přívodním potrubí, je nutné přičíst objem kapaliny v potrubí k objemu V [2, 16].

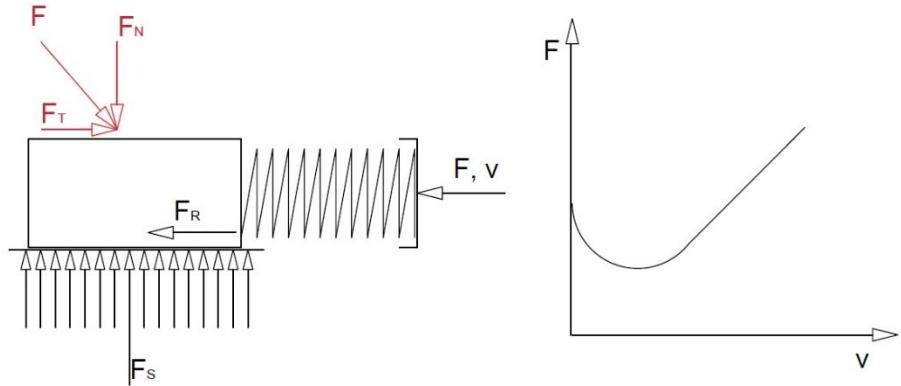
Vztah pro vlastní frekvenci kmitavé soustavy je:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{S^2 \cdot K}{V \cdot m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{S \cdot K}{h \cdot m}}, \quad (4.3)$$

kde h je okamžitý zdvih hydromotoru a K je objemový modus pružnosti kapaliny [2].

4.4 Vliv tření na dynamiku hydraulických válců

Existuje několik druhů tření, které mají vliv na dynamiku hydraulických válců. V hydraulických válcích se vyskytuje tření viskózní, suché a mezní. U prýžového těsnění vzniká při nízkých rychlostech tzv. efekt stick – slip neboli drhnutí. Na obr. 4.2 je znázorněn princip stick-slipu [8].



Obr. 4.2 – Princip vzniku efektu stick – slip

Pružina je stlačována rovnoměrnou rychlosí v . Hodnota síly F bude narůstat do doby, kdy překročí hodnotu síly F_T , poté se těleso uvede do pohybu a dojde ke snížení síly F . Pohyb tělesa se urychlí vlivem expanze pružiny. Síla F klesá do doby zastavení tělesa vlivem narůstajících odporů. Poměr třecí síly F_T a normálové síly F_N je znám jako koeficient tření f_t , tedy [8, 11, 15]:

$$f_t = \frac{F_T}{F_N}. \quad (4.4)$$

Mezi statické modely tření se řadí základní čtyři, a to tření statické, Coulombovo tření, viskózní tření a tření Stribeckovo [8].

- **Statické tření** působí za klidu a je často větší než tření kinetické (Coulombovo). Příliš velké statické tření vede při nízkých rychlostech k tzv. efektu stick-slip.
- **Coulombovo tření** nebo také tření kinetické, je nezávislé na velikosti rychlosti. Coulombova třecí síla je konstantní a působí v opačném směru pohybu. Skládá z předpětí, způsobené těsněním stlačeného při montáži, a síly úměrné tlaku. Pro výpočet Coulombovy třecí síly platí vztah:

$$F_C = F_{pr} + f_{cfr}(p_A + p_B), \quad (4.5)$$

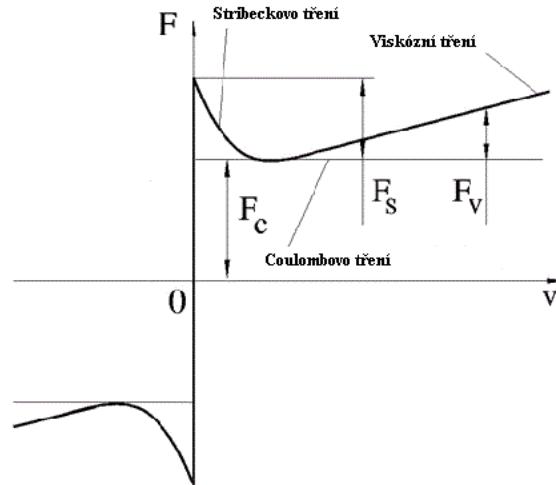
kde F_{pr} je předpětí způsobené těsněním, f_{cfr} je Coulombův třecí koeficient, p_A a p_B jsou tlaky v komorách hydraulického válce [5, 7, 9].

- **Viskózní tření** je úměrné kluzné rychlosti a zejména při nulové rychlosti nabývá také nulové hodnoty. Pro viskózní tření se uvádí součinitel f_v [7].
- **Stribeckovo tření** nebo také Stribeckův efekt vzniká za použití mazací tekutiny a vede ke snížení tření s rostoucí rychlostí. Zahrnuje Coulombovo, viskózní i statické tření:

$$F_T = [F_C + (F_S - F_C)e^{-Cv(v)}]sign(v) + f_v v(t), \quad (4.6)$$

kde F_C je Coulombova třecí síla, F_S je síla statického tření, C je koeficient, v je relativní rychlosť a f_v je součinitel viskózního tření [7, 8].

Na obr. 4.3 jsou zobrazeny idealizované modely tření.



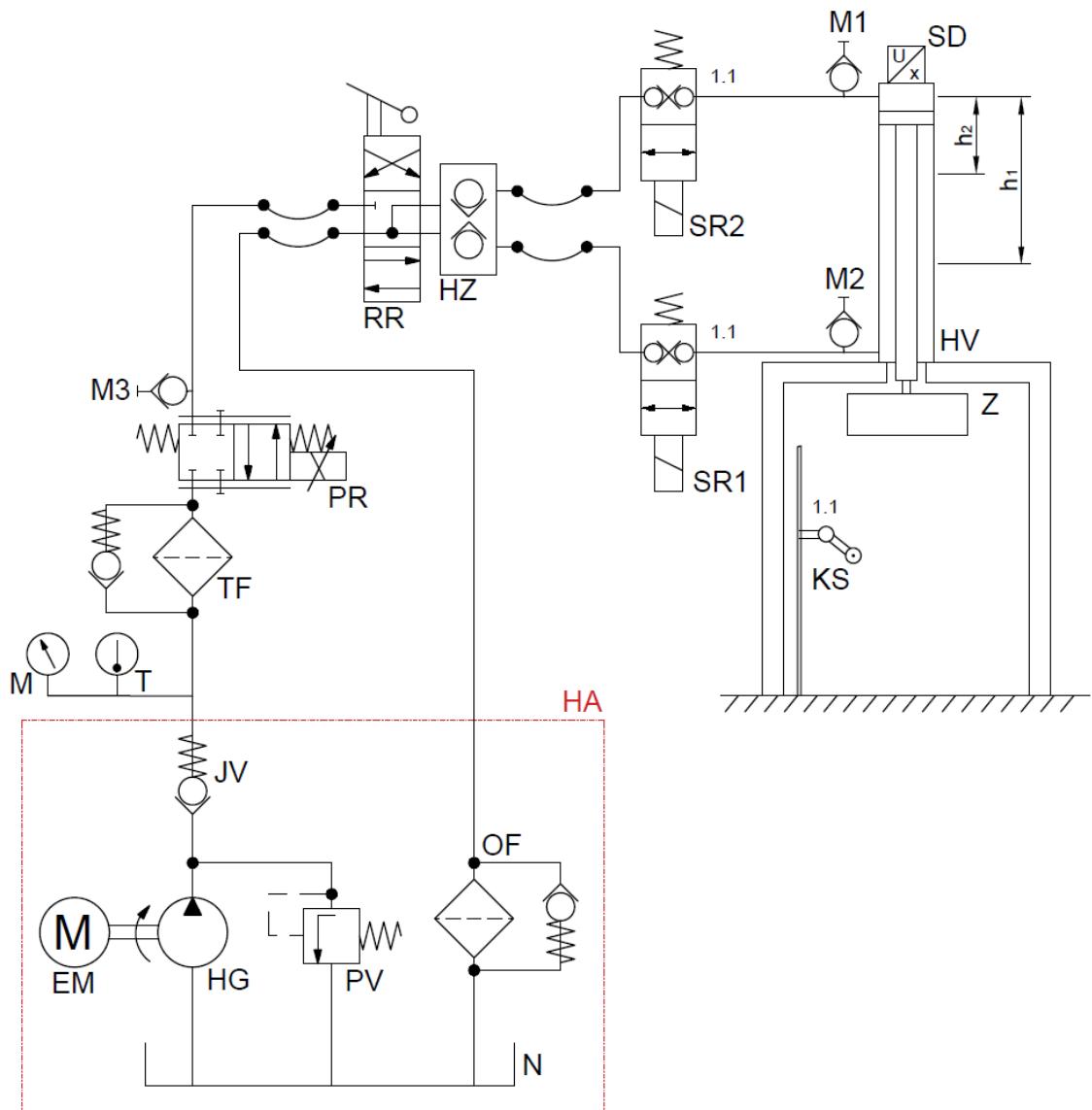
Obr. 4.3 – Stribeckova křivka [9]

5. Návrh experimentálního hydraulického obvodu

Experimentální hydraulický obvod byl sestaven v laboratoři N108, Katedry hydromechaniky a hydraulických zařízení, která se nachází v prostorách Vysoké školy báňské – Technické univerzity Ostrava. Sestavený obvod se skládal z následujících prvků: hydraulický agregát HA, tlakový filtr TF, proporcionální rozváděč PR, hydraulický zámek HZ, ručně ovládaný rozváděč RR, sedlový rozváděč SR, dvojčinný hydraulický válec HV apod.

Na sestaveném experimentálním obvodu byl měřen tlak za proporcionálním rozváděčem, tlak na vstupu a výstupu z hydraulického válce a poloha pístnice hydraulického válce. Naměřené hodnoty byly zaznamenávány pomocí přístroje MS 5060 Plus od firmy Hydrotechnik.

Podrobné parametry použitých prvků a snímačů jsou uvedeny v kapitole 5.2. Schéma sestaveného odvodu je znázorněno na obr. 5.1. Popisky prvků použitých v obvodu jsou uvedeny v tab. 5.1.



Obr. 5.1 – Schéma experimentálního hydraulického obvodu

- Popis použitých prvků ve schématu

Tab. 5.1 – Tabulka popisů jednotlivých schématických prvků

N	Nádrž	M1	Minimes
EM	Elektromotor	M2	
HG	Hydrogenerátor	M3	
PV	Pojistný ventil	RR	
OF	Odpadní filtr	HZ	Ručně ovládaný rozváděč
JV	Jednosměrný ventil	SR1	Hydraulický zámek
HA	Hydraulický agregát	SR2	
M	Manometr	KS	Koncový spínač
T	Teploměr	HV	Hydraulický válec
TF	Tlakový filtr	Z	Zátěž
PR	Proporcionální rozváděč	SP	Snímač polohy

5.1 Popis funkce obvodu

Po uvedení hydraulického agregátu HA do chodu, se pomocí přepouštěcího ventilu PV nastaví požadovaný tlak. Ten je možné odečíst z manometru M. Proporcionální rozváděč PR, slouží k řízení rychlosti vysouvání přímočarého hydromotoru HV. Pomocí ručně ovládaného rozváděče RR se řídí vysouvání či zasouvání hydraulického válce HV ve svislé poloze, s připevněnou hmotnou zátěží Z. Poloha hydraulického válce je jištěna hydraulickým zámkem HZ, při otevřených sedlových ventilech.

Elektromechanický koncový spínač KS slouží k zastavení hydraulického válce v určité nastavené poloze. Poté, kdy hydraulický válec s připevněnou hmotnou zátěží urazí požadovanou vzdálenost, sepne se koncový spínač polohy, a tím dojde k uzavření obou sedlových rozváděčů SR1 a SR2, což vede k okamžitému zastavení hydraulického válce. Požadovaná poloha válce je měřena snímačem polohy SD. Na schématu (obr. 5.1) jsou zakotovány polohy hydraulického válce, které budou využity během následujících měření. Poloha $s_1 = 0,4$ m a poloha $s_2 = 0,2$ m. Přípojky minimes M1, M2 a M3 slouží k připojení snímačů pro měření tlaku.

5.2 Parametry použitých prvků

Hydraulický agregát TOS Rakovník

Parametry:

Typ:	SA 3-250 01.0-221
Maximální průtok:	64 dm ³ ·min ⁻¹
Rok výroby:	1981



Obr. 5.2 – Hydraulický agregát HA

Tlakový filtr MP Filtri S.p.A.

Parametry:

Typ:	FHP1352BAG2
Maximální průtok:	$105 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
Pracovní tlak:	42 MPa
Filtrační vložka:	Anorganické mikrovlákno 6 μm
Bypass:	Ano
Materiál těsnění:	NBR
Závit přípojky:	G 1"



Obr. 5.3 – Tlakový filtr TF

Proporcionální rozváděč ARGO-HYTOS

Parametry:

Typ:	PRM2-062Z11/30-24
Jmenovitý průtok:	$30 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
Maximální provozní tlak:	35 MPa
Materiál těsnění:	NBR
Jmenovité napětí:	24 V
Propojení:	2Z11



Obr. 5.4 – Proporcionální rozváděč PR

Rozváděč ARGO-HYTOS

Parametry:

Typ:	RPR2-063Y15
Jmenovitá světllost:	6 mm
Maximální průtok:	$60 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
Maximální provozní tlak:	32 MPa
Materiál těsnění:	NBR
Počet pracovní poloh:	Třípolohový
Propojení:	Y15



Obr. 5.5 – Ručně ovládaný rozváděč RR

Hydraulický zámek ARGO-HYTOS

Parametry:

Typ:	2RVJ1-06-MC
Jmenovitá světllost:	6 mm
Maximální průtok:	60 dm ³ ·min ⁻¹
Maximální provozní tlak:	32 MPa
Materiál těsnění:	NBR



Obr. 5.6 – Hydraulický zámek HZ

Elektromagneticky ovládaný sedlový rozváděč ARGO-HYTOS (2/2 cestný)

Parametry:

Typ:	SD1E-A2/H2S5
Jmenovitá světllost:	A2
Maximální průtok:	30 dm ³ ·min ⁻¹
Maximální provozní tlak:	35 MPa
Materiál těsnění:	NBR
Jmenovité napětí:	24 V
Propojení:	2S5

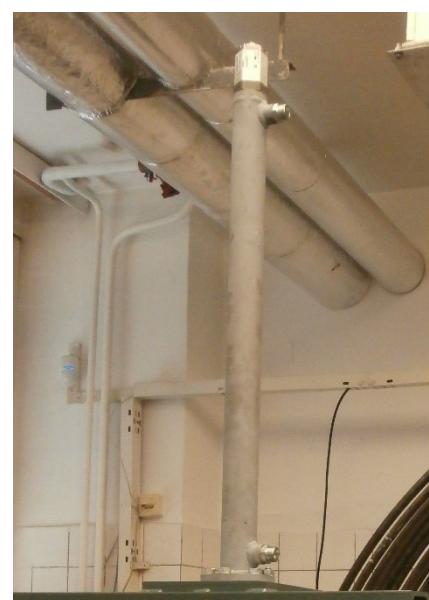


Obr. 5.7 – Sedlový rozváděč SR1; SR2

Hydraulický válec Hydraulics

Parametry:

Průměr pístu:	40 mm
Průměr pístnice:	28 mm
Maximální zdvih:	600 mm



Obr. 5.8 – Hydraulický válec HV

Elektromechanický koncový spínač SEZ DK – CZ s.r.o

Parametry:

Typ:	KSAP3T51Z11
Materiál:	Termoplastové skleněné vlákno UL-VO
Průměr kladky:	18 mm
Kontakty:	1ZAP + 1VYP elektricky oddělené
Jmenovitý pracovní proud:	10A (24VAC) / 6A (120VAC) / 3,1A (230VAC) / 3A (240VAC) / 1,8 (400 VAC)
Krytí:	IP65



Obr. 5.9 – Koncový spínač KS

Snímač polohy pístnice BALLUFF Micropulse

Parametry:

Typ:	BTL06Z4
Interface:	Analogové rozhraní, proud
Provozní napětí:	28 V
Pevnost v tlaku:	≤ 60 MPa
Počet pólů:	8
Materiál těsnění:	Viton
Vývod konektoru:	axiální



Obr. 5.10 – Snímač polohy pístnice SD

Snímač tlaku Hydrotechnik

Parametry:

Typ:	PR15
Rozsah tlaku:	0 \div 40 MPa
Výstupní signál:	4 \div 20 mA
Napájecí napětí:	6,5 \div 30 VDC



Obr. 5.11 – Snímač tlaku M1; M2; M3

5.3 Vyhodnocení měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m

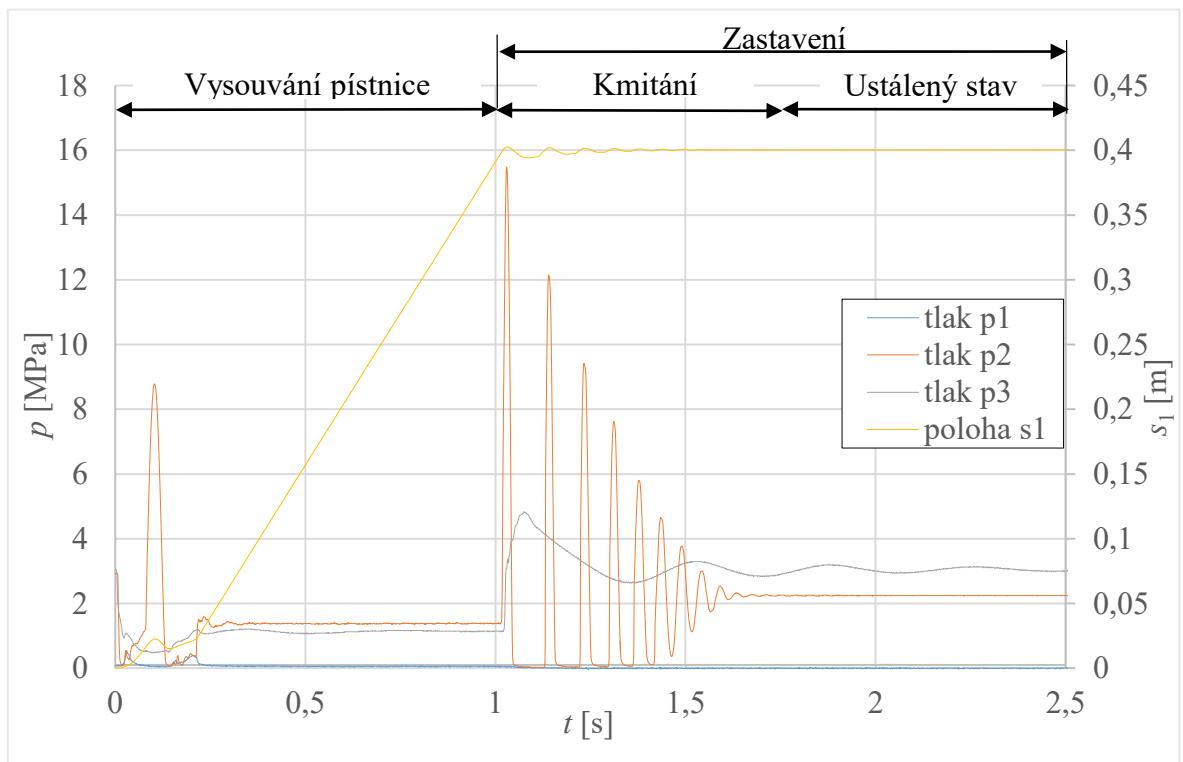
Soubor prvních měření byl realizován na sestaveném experimentálním obvodu znázorněném na schématu (obr. 5.1). Měření bylo zahájeno spuštěním hydraulického agregátu HA, na kterém byl pomocí přepouštěcího ventilu PV nastaven požadovaný tlak na hodnotu $p = 3$ MPa. Z teploměru T umístěného na hydraulickém agregátu byla odečtena teplota oleje $T = 35$ °C. Rychlosť vysouvání pístnice byla dána hodnotou řídicího napětí na elektronické kartě proporcionálního rozváděče PR. Řídicímu napětí $U_1 = 4$ V a tlakovému spádu $\Delta p = 3$ MPa odpovídá průtok $Q_1 = 14,2 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, viz charakteristika (obr. 6.8).

Na odběrná místa minimes M1; M2; M3 byly umístěny snímače tlaku a společně se snímačem polohy pístnice SD byly připojeny k měřicímu přístroji MS 5060 Plus.

Koncový spínač KS byl umístěn v poloze tak, aby hydraulický válec společně s hmotnou zátěží zastavil v poloze $s_1 = 0,4$ m, což odpovídá dvěma třtinám maximálního zdvihu válce. Dosažením této polohy dojde k jeho okamžitému zastavení.

Během prvního souboru měření se uskutečnily celkem čtyři po sobě jdoucí kroky, během kterých se měnila pouze hmotná zátěž. Výchozí hmotnost zátěže činila $m = 162$ kg a postupně byla hmotnost snižována o $m = 36$ kg. Hmotnost zátěže během posledního (čtvrtého) kroku činila $m = 54$ kg.

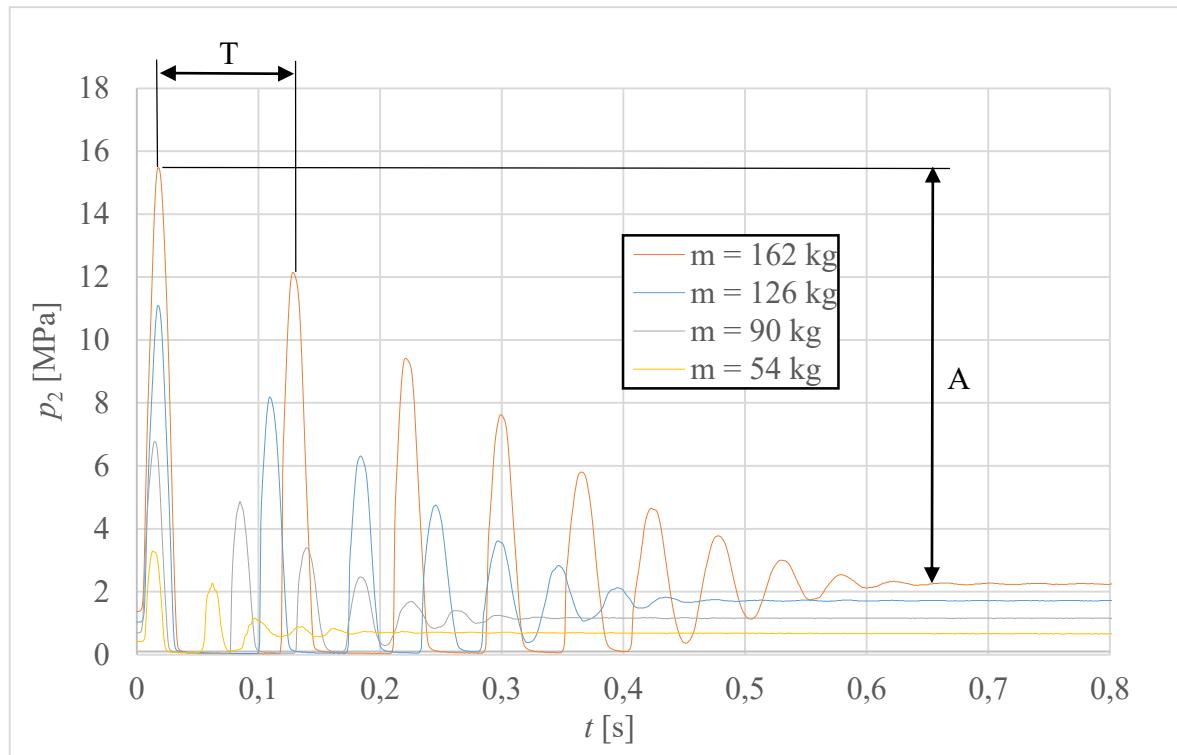
Na měřicím přístroji MS 5060 Plus byly nastaveny měřené tlaky (p_1 – tlak na vstupu do hydraulického válce, p_2 – tlak na výstupu z hydraulického válce, p_3 – tlak za proporcionálním rozváděčem) a měřena poloha pístu s . Dále byla nastavena délka času měření na hodnotu $t = 10$ sekund. Po spuštění záznamu měření v přístroji MS 5060 Plus byl pomocí ručně ovládaného rozváděče uveden hydraulický válec do pohybu. Díky elektromechanickému koncovému spínači, který po sepnutí uzavřel oba sedlové rozváděče, došlo k okamžitému zastavení vysouvání pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m.



Obr. 5.12 – Závislost tlaků p_1, p_2, p_3 a polohy pístnice s_1 na čase t pro měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m a hmotnou zátěží $m = 162$ kg

Výsledek měření se zastavením v poloze $s_1 = 0,4$ m, s hmotnou zátěží $m = 162$ kg je zaznamenán v grafu (obr. 5.12). Na grafu je znázorněn průběh tlaku p_1 , p_2 , p_3 a polohy pístnice s_1 v čase t . V grafu jsou zakótovány tři fáze. Fáze vysouvání hydraulického válce, což je fáze pohybu pístnice od okamžiku zahájení vysouvání do doby jeho zastavení. Následuje fáze kmitání tlaku p_2 a p_3 a dráhy s_1 , ke kterému došlo vlivem náhlého zastavení. Fáze ustálení odpovídá ustálenému stavu kmitání tlaku p_2 a p_3 a dráhy s_1 . Pro porovnání je přidán detailní průběh tlaku p_2 v čase t (obr. 5.13) a detailní průběh polohy pístnice s_1 v čase t (obr. 5.14), pro jednotlivé zátěže m . Detail obou grafů je zvětšen ve fázi kmitání.

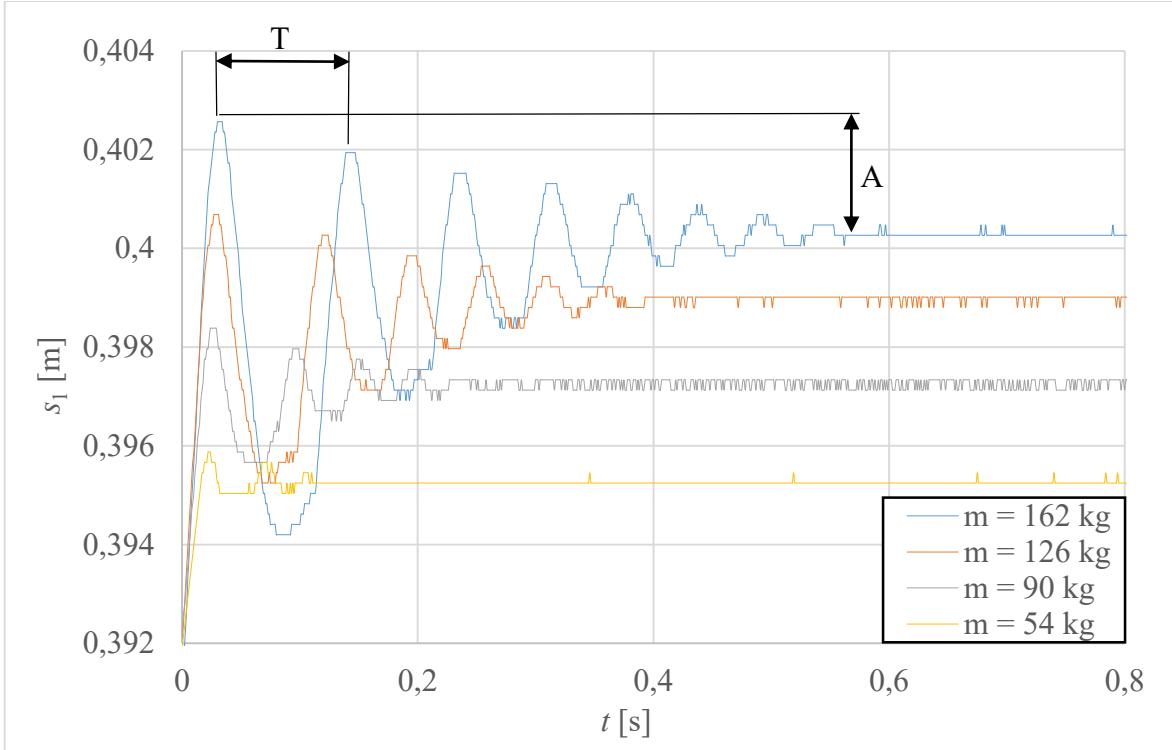
Na grafu zobrazených tlaků p_1 , p_2 , p_3 a polohy pístnice s_1 v čase t (obr. 5.12), je zaznamenán nejvyšší nárůst tlaku p_2 , v oblasti kmitání, v místě náhlého zastavení hydraulického válce. Poloha s_1 v čase t , v okamžiku náhlého zastavení hydraulického válce, získává kmitavý průběh po přibližnou dobu $t = 0,6$ s.



Obr. 5.13 – Detail oblasti kmitání tlaku p_2 v čase t pro měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, pro jednotlivé hmotné zátěže m

Graf (obr. 5.13), znázorňuje průběhy pulsací tlaku p_2 , kde je viditelný nejvyšší nárůst, neboli amplituda tlaku p_2 , při nejvyšším zatížení $m = 162$ kg. Naopak při nejnižším zatížení $m = 54$ kg, je špička tlaku p_2 nejmenší. Zátěž má rovněž vliv na frekvenci kmitání f . Čím vyšší hmotnost zátěže, tím je frekvence kmitání nižší. Dále lze poznamenat, že při vyšším zatížení je časový průběh periodického kmitání delší, než je tomu u nižších zatížení, tedy lze říci, že čím větší hmotná zátěž, tím je doba tlumení delší.

Obdobný je průběh polohy pístnice s_1 v čase t na detailním grafu (obr. 5.14). Nejvyšší amplitudy je docíleno při nastavené hmotné zátěži o hodnotě $m = 162$ kg. Průběh kmitů polohy pístnice s_1 je podobný s průběhem kmitů tlaku p_2 .



Obr. 5.14 – Detail oblasti kmitání polohy pístnice s_1 v čase t pro měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, pro jednotlivé hmotné zátěže m

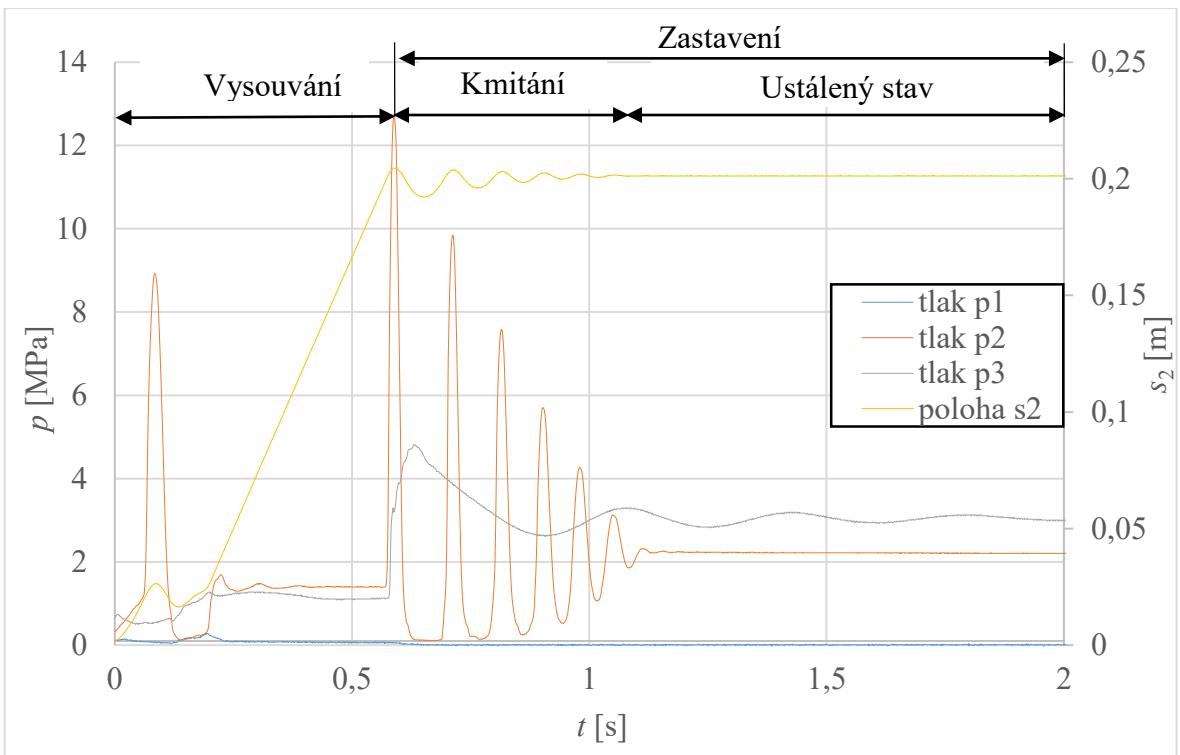
Na obou detailních grafech tlaku p_2 a polohy pístnice s_1 jsou zakótovány délky periody T a výšky amplitud A . Tyto hodnoty budou využity pro další výpočty a porovnání, které bude uvedeno v kapitole 5.5.

5.4 Vyhodnocení měření se zastavením pístnice v poloze $s_2 = 0,2$ m

Měření se zastavením pístnice v poloze $s_2 = 0,2$ m proběhlo obdobně jako měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m. U tohoto měření došlo ke změně polohy vysunutí hydraulického válce na hodnotu $s_2 = 0,2$ m, tedy jednu třetinu celkového zdvihu. Změna polohy byla realizována nastavením elektromechanického koncového spínače KS.

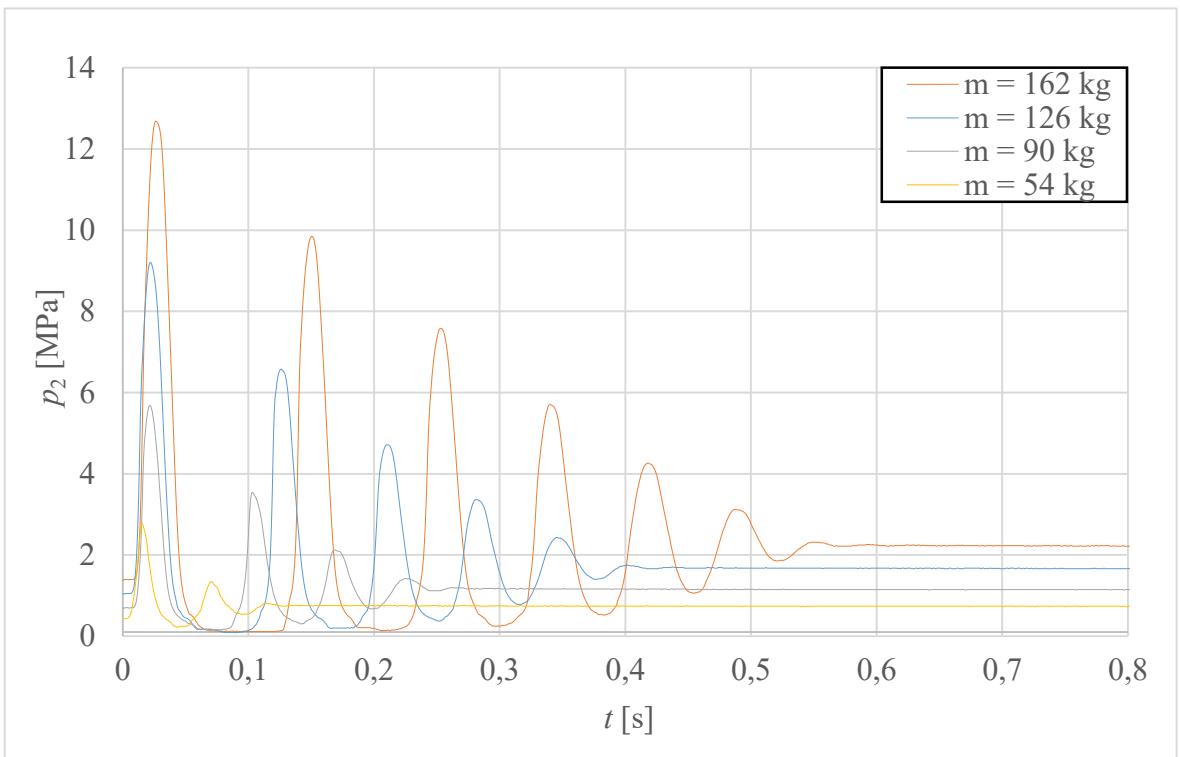
Stejně jako u předchozího experimentu zde došlo k celkem čtyřem po sobě jdoucích krocích, kde výchozí hmotná zátěž činila $m = 162$ kg. Zátěž byla postupně snižována o $m = 36$ kg, tedy u posledního kroku její hodnota byla $m = 54$ kg.

Výsledek měření se zastavením pístnice v poloze $s_2 = 0,2$ m a s hmotnou zátěží $m = 162$ kg, je zaznamenán v grafu (obr. 5.15). Na grafu je znázorněn průběh tlaku p_1, p_2, p_3 a polohy pístnice s_2 v čase t . V grafu jsou opět zakótovány tři fáze. Fáze vysouvání, fáze kmitání a fáze ustálení. Pro porovnání je rovněž přidán detailní průběh tlaku p_2 v čase t (obr. 5.16) a detailní průběh polohy pístnice s_2 v čase t (obr. 5.17), pro jednotlivé zátěže m . Detail obou grafů je zvětšen ve fázi kmitání.

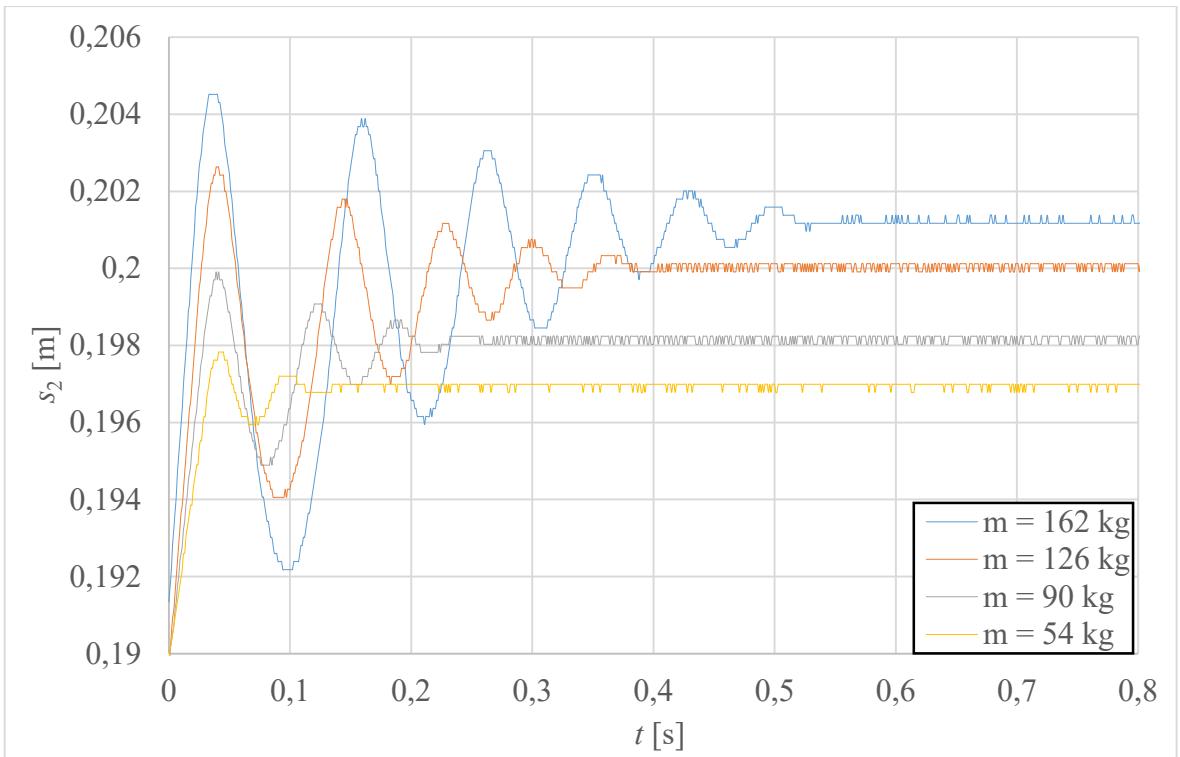


Obr. 5.15 – Závislost tlaků p_1 , p_2 , p_3 a polohy pístnice s_2 na čase t pro měření se zastavením pístnice v poloze $s_2 = 0,2$ m a hmotnou zátěží $m = 162$ kg

Z grafu zobrazených tlaků p_1 , p_2 , p_3 a polohy pístnice s_2 v čase t (obr. 5.15) je zaznamenán nejvyšší nárust tlaku p_2 , v oblasti kmitání, v místě náhlého zastavení hydraulického válce, obdobně jako u měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m. Poloha s_2 v čase t , v okamžiku náhlého zastavení hydraulického válce, získává kmitavý průběh po přibližnou dobu $t = 0,5$ s.



Obr. 5.16 – Detail oblasti kmitání tlaku p_2 v čase t pro měření se zastavením pístnice v poloze $s_2 = 0,2$ m, pro jednotlivé hmotné zátěže m



Obr. 5.17 – Detail oblasti kmitání polohy pístnice s_2 v čase t pro měření se zastavením pístnice v poloze $s_2 = 0,2$ m, pro jednotlivé hmotné zátěže m

U měření, kde došlo k zastavení hydraulického válce v poloze $s_2 = 0,2$ m, je výsledek pulsací tlaku p_2 podobný, jako u měření se zastavením hydraulického válce v poloze $s_1 = 0,4$ m. Dle grafu pulsací tlaku p_2 (obr. 5.16), došlo k poklesu špiček tlaku na hodnotu $p_2 = 13$ MPa ve srovnání s měřením při zastavení pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m (obr. 5.13), u kterého dosahuje maximální špička tlaku p_2 při maximálním zatížení $m = 162$ kg, hodnoty přibližně $p_2 = 15,5$ MPa. Rozdíly v hodnotách tlaků p_2 platí pro všechny měřené hmotné zátěže m . Lze říci, že pokud dojde k vysunutí hydraulického válce se stejnou hmotnou zátěží do polohy $s_2 = 0,2$ m, dojde při náhlém zastavení k menším tlakovým špičkám, než je tomu při vysunutí pístnice do polohy $s_1 = 0,4$ m.

5.5 Porovnání měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m a $s_2 = 0,2$ m

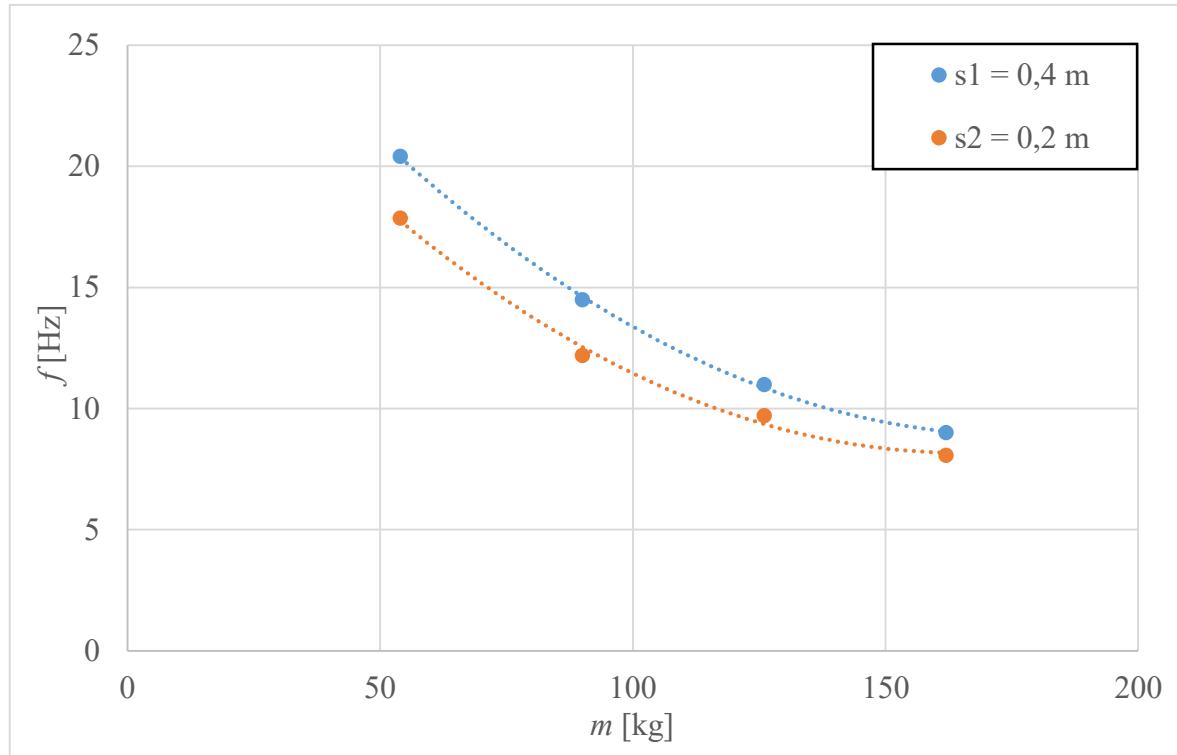
V této kapitole budou porovnány frekvence kmitání f a amplitudy tlaků p_2 a polohy pístnice s , dvou nastavených poloh zastavení a pro jednotlivé zátěže. Na detailním průběhu tlaku p_2 (obr. 5.13) a polohy pístnice s_1 (obr. 5.14), jsou zakótovány délky periody kmitání T a výšky amplitud A . Ze změřené periody kmitu lze získat frekvenci kmitání tlaku p_2 a polohy pístnice s pomocí vztahu:

$$f = \frac{1}{T}. \quad (5.1)$$

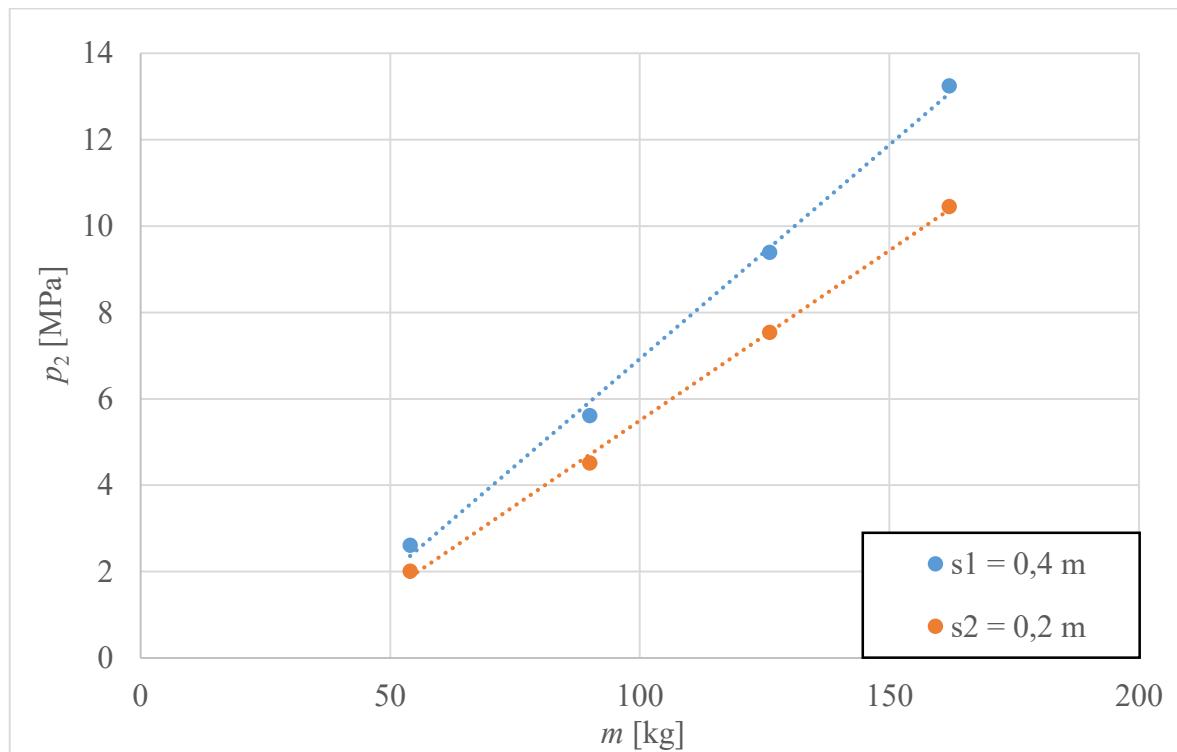
Příklad výpočtu frekvence f pulsací tlaku p_2 dle rovnice 5.1:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{0,111} = 9,01 \text{ Hz}$$

Z grafu (obr. 5.18) je zřetelné, že změna polohy pístnice s má vliv na frekvenci kmitání tlaku p_2 . Při větší nastavené poloze pístnice $s_1 = 0,4$ m, dochází k větším hodnotám frekvence kmitání tlaku až o $f = 2,5$ Hz, v porovnání s případem s nastavenou polohou pístnice $s_2 = 0,2$ m. Se stoupající hmotností m , frekvence pulsací tlaku p_2 klesá s druhou mocninou, pro obě nastavené polohy pístnice s .



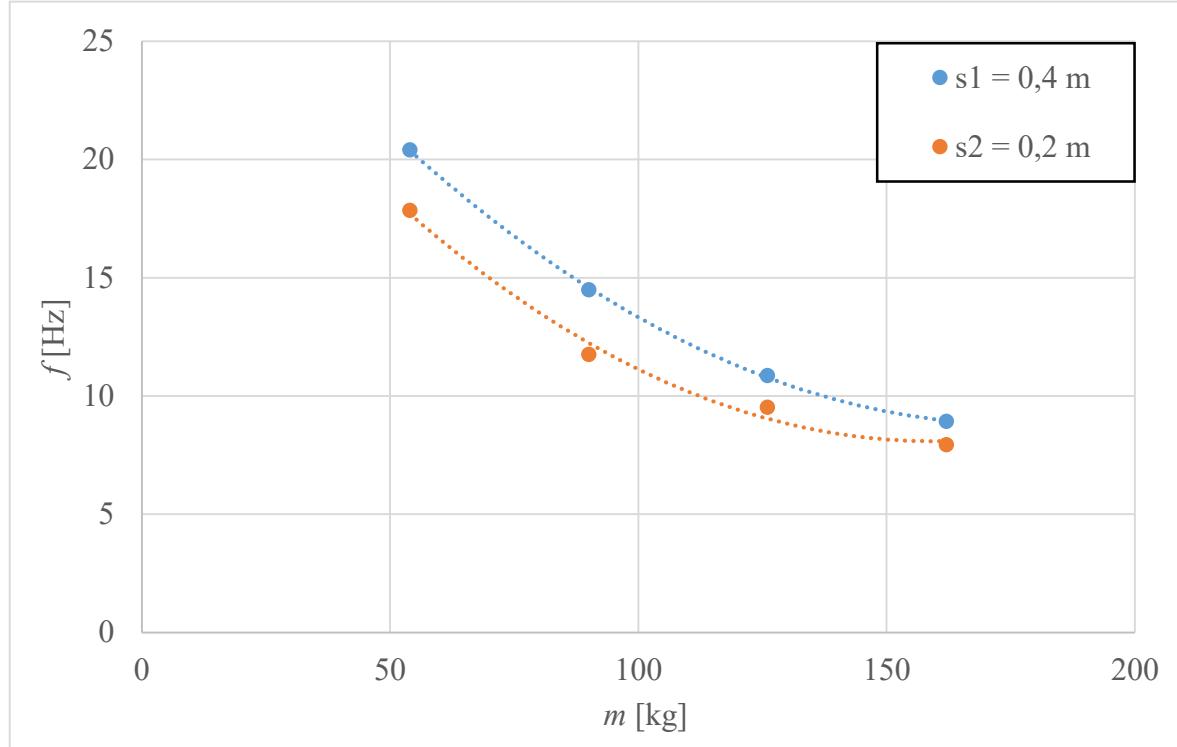
Obr. 5.18 – Frekvence pulsací tlaku p_2 pro měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m a $s_2 = 0,2$ m, pro jednotlivé hmotné zátěže m



Obr. 5.19 – Amplitudy tlaku p_2 pro měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m a $s_2 = 0,2$ m, pro jednotlivé hmotné zátěže m

Na grafu (obr. 5.19) jsou zobrazeny nejvyšší amplitudy tlaku p_2 při nastavené poloze pístnice $s_1 = 0,4$ m a $s_2 = 0,2$ m pro jednotlivé hmotné zátěže. Se stoupající hmotností m amplitudy tlaků p_2 lineárně stoupají.

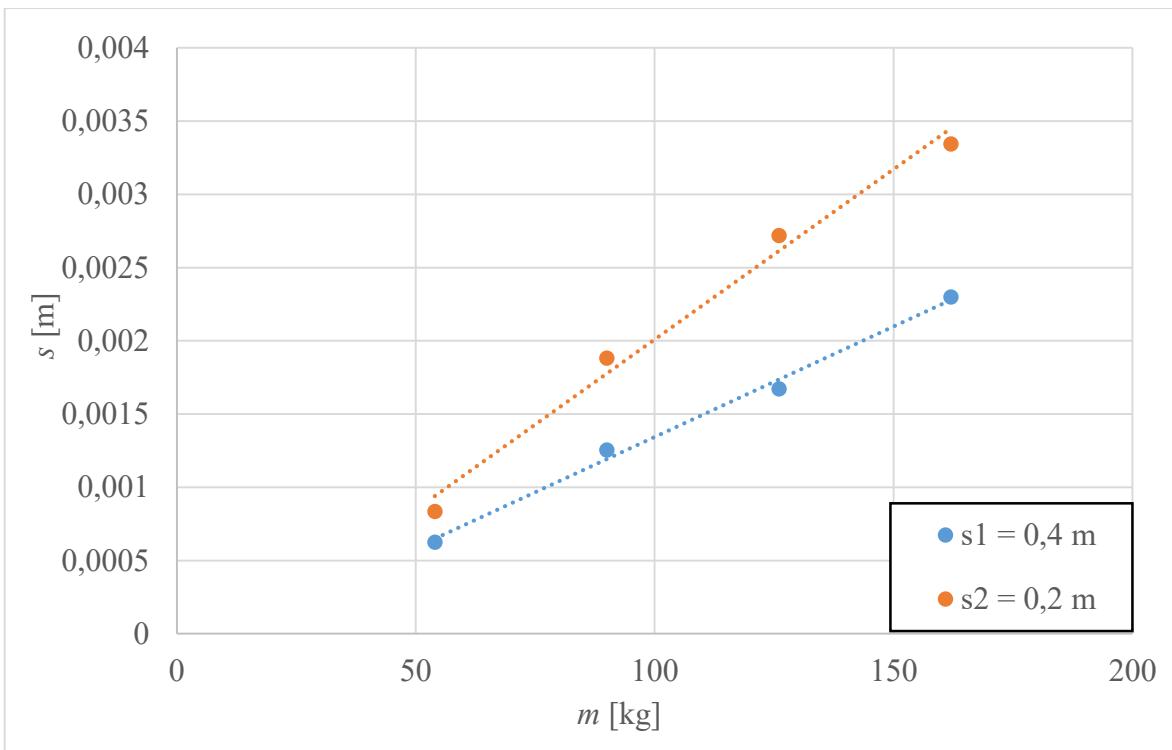
Frekvence kmitání dráhy byla vyhodnocena obdobně, jako tomu bylo u pulsací tlaku p_2 . Perioda kmitání polohy pístnice s byla stanovena dle grafu (obr. 5.14), z níž dle rovnice 5.1, byla určena frekvence kmitání polohy pístnice s .



Obr. 5.20 – Frekvence pulsací polohy pístnice s pro měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m a $s_2 = 0,2$ m, pro jednotlivé hmotné zátěže m

Frekvence kmitání polohy pístnice s v závislosti na hmotné zátěži m , zobrazená na grafu (obr. 5.20) má podobný průběh, jako frekvence tlakových pulsací p_2 v závislosti na hmotné zátěži m . S rostoucí hmotností, frekvence polohy pístnice s klesá s druhou mocninou pro obě nastavené polohy pístnice $s_1 = 0,4$ m a $s_2 = 0,2$ m stejně.

Amplitudy polohy pístnice s pro různé zátěže m , zobrazené na grafu (obr. 5.21), mají s rostoucí hmotnou zátěží m rostoucí lineární průběh. Pro nastavenou polohu pístnice $s_1 = 0,4$ m je amplituda při hmotnosti $m = 162$ kg největší. Rozdíly největších amplitud obou nastavených poloh pístnice s , při nastavené hmotnosti $m = 162$ kg, činí zhruba $\Delta s = 1,2$ mm, naopak rozdíly nejnižších amplitud při hmotnosti $m = 54$ kg, obou nastavených poloh pístnice, činí zhruba $\Delta s = 0,3$ mm.



Obr. 5.21 – Amplitudy polohy pístnice s pro měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m a $s_2 = 0,2$ m, pro jednotlivé hmotné zátěže m

5.6 Vyhodnocení měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, s připojeným dlouhým potrubím

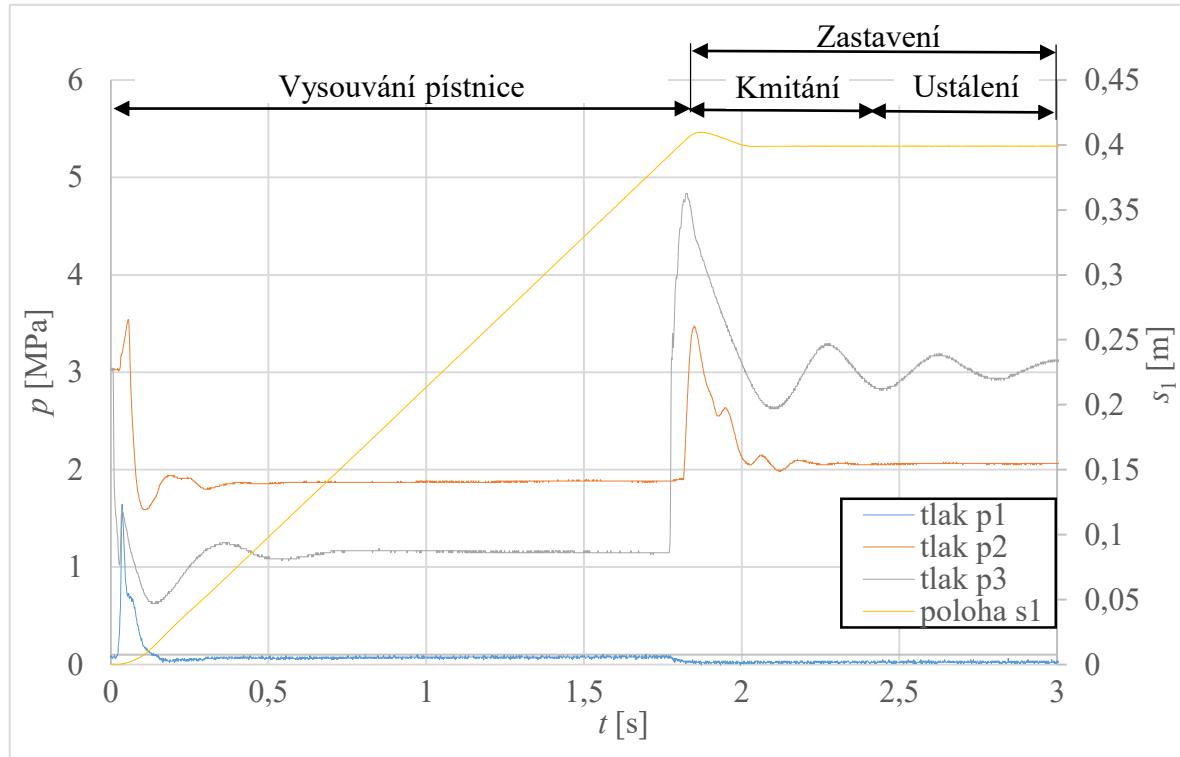
V tomto měření proběhla změna konstrukce experimentálního obvodu. Na výstupu z hydraulického válce, mezi odběrné místo tlaku M3 a sedlový rozváděč SR1, bylo napojeno ocelové bezešvé potrubí o délce $l = 60$ m. Proběhly celkem čtyři kroky měření, jako u předchozích případů. Výchozí hmotnost zátěže činila $m = 162$ kg a byla postupně snižována o $m = 36$ kg až na hodnotu $m = 54$ kg. Poloha pístnice byla nastavena na hodnotu $s_1 = 0,4$ m.

Výsledek měření s připojeným dlouhým potrubím a s hmotnou zátěží $m = 162$ kg je zaznamenán v grafu (obr. 5.22). Na grafu je znázorněn průběh tlaku p_1 , p_2 , p_3 a polohy pístnice s_1 v čase t . Pro porovnání je rovněž přidán detailní průběh tlaku p_2 (obr. 5.23) a detailní průběh polohy pístnice s_1 (obr. 5.24), pro různé zátěže m . Detail obou grafů je zvětšen ve fázi kmitání.

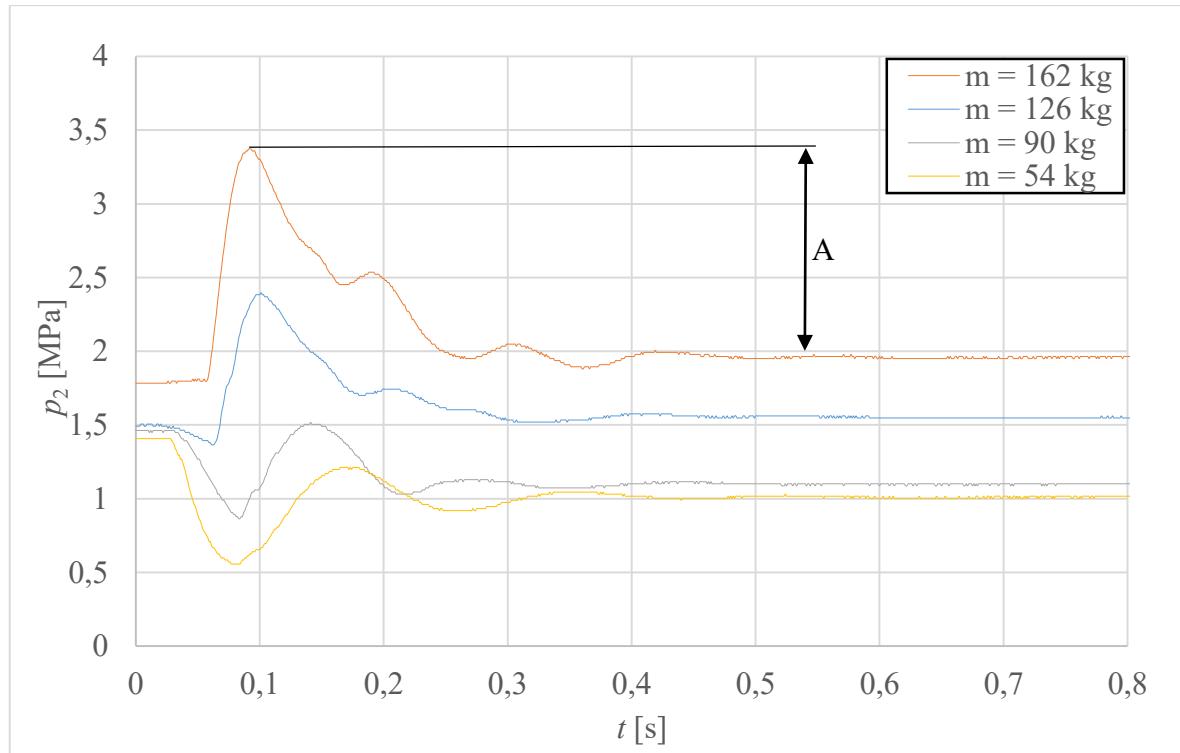
Z grafické závislosti tlaku p_1 , p_2 , p_3 a polohy pístnice s_1 na čase t (obr. 5.22), lze zaznamenat v místě náhlého zastavení hydraulického válce, pouze tlakovou špičku tlaku p_2 s nepravidelným kmitáním. Lze říci, že připojené dlouhé potrubí má za následek utlumení tlakové špičky tlaku p_2 a rovněž výrazné snížení kmitání. Změnu lze vidět rovněž na průběhu zaznamenané polohy pístnice s . Připojené dlouhé potrubí způsobí v průběhu polohy pístnice s_1 pouhý překmit po zastavení hydraulického válce.

Na detailním grafu průběhu tlaku p_2 v čase t (obr. 5.23), je zakótována pouze amplituda tlakové špičky tlaku p_2 , nikoliv perioda kmitání T . Z takového průběhu není možné odečíst periodu kmitání, neboť je časový průběh kmitu tlaku p_2 nepravidelný. Totéž platí pro průběh

polohy pístnice s_1 , zobrazeného na grafu (obr. 5.24), kde nedochází k periodickému kmitání a tedy bude rovněž odečtena pouze amplituda překmitu polohy pístnice s_1 .

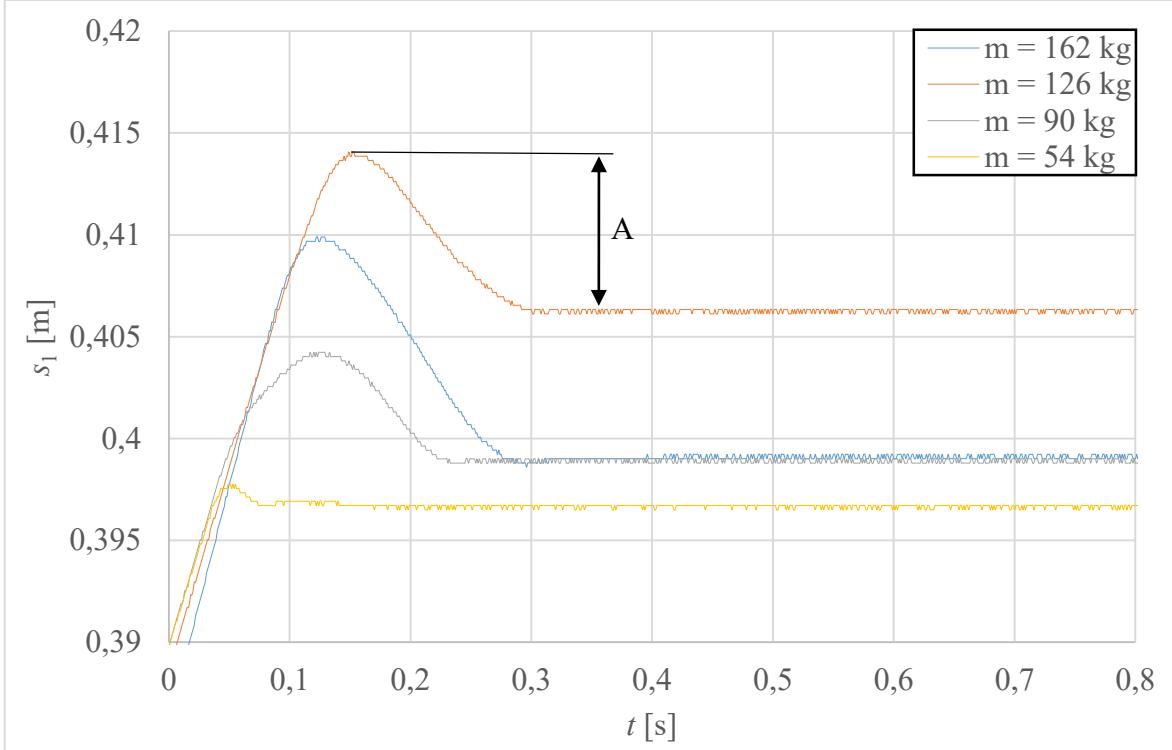


Obr. 5.22 – Závislost tlaků p_1 , p_2 , p_3 a polohy pístnice s_1 na čase t pro měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m s připojeným dlouhým potrubím a hmotnou zátěží $m = 162$ kg



Obr. 5.23 – Detail oblasti kmitání tlaku p_2 v čase t pro měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, s připojeným dlouhým potrubím, pro jednotlivé hmotné zátěže m

Na grafu (obr. 5.23) je zobrazen detailní průběh tlaku p_2 v čase t . Tlaky p_2 jsou v tomto případě výrazně odlišné vlivem změny hmotné zátěže m . S nastavenou hmotnou zátěží $m = 162 \text{ kg}$ dojde k nejvyššímu nárůstu tlakové špičky p_2 , naopak při nastavené hmotnosti $m = 54 \text{ kg}$ dojde k výraznému poklesu tlakové špičky p_2 . Oproti měření s nastavenou polohou pístnice $s_1 = 0,4 \text{ m}$ bez dlouhého potrubí, dle grafu (obr. 5.13), došlo k poklesu tlaku p_2 při nastavené hmotnosti $m = 162 \text{ kg}$ o hodnotu přibližně $p_2 = 12 \text{ MPa}$. V tomto případě dochází k výraznému útlumu tlakových špiček tlaku p_2 . Lze říci, že připojené ocelové potrubí na výstupu z hydraulického válce má velký vliv na tlumení tlakových špiček p_2 .



Obr. 5.24 – Detail oblasti překmitu polohy pístnice s_1 v čase t pro měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4 \text{ m}$, s připojeným dlouhým potrubím, pro jednotlivé hmotné zátěže m

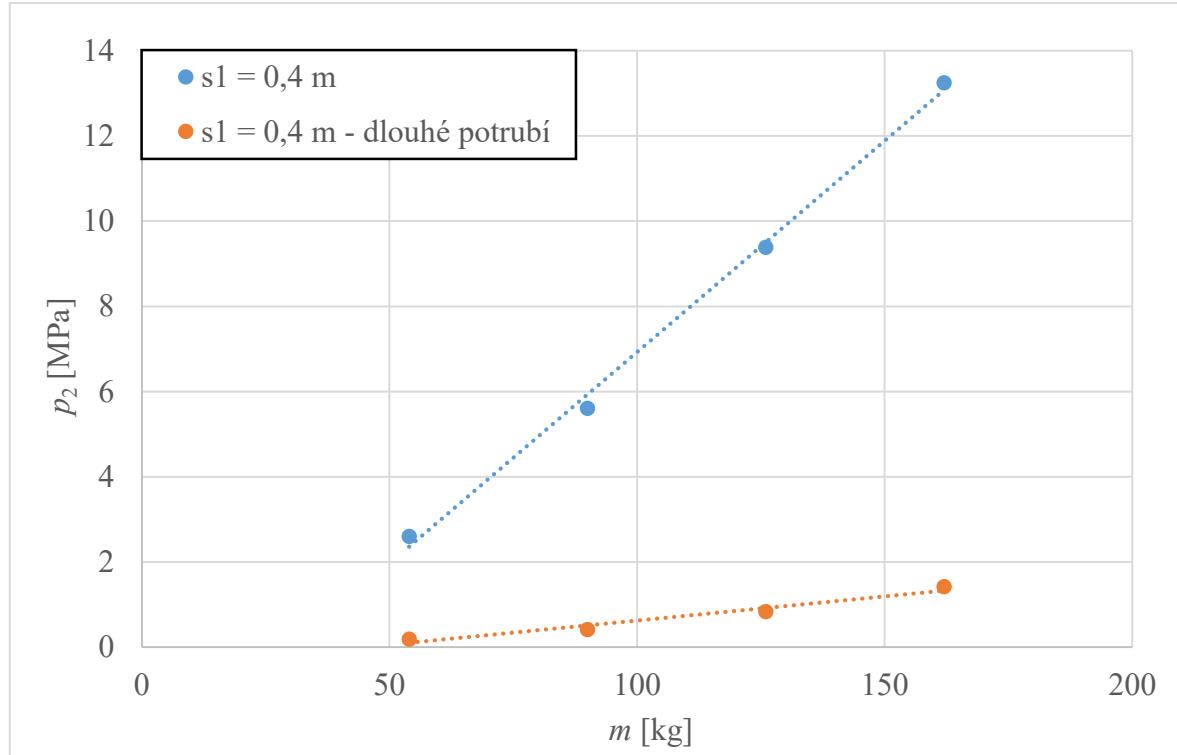
Průběhy polohy pístnice s_1 v čase t , zobrazené na grafu (obr 5.24), jsou značně utlumeny a došlo k pouhému překmitu, nikoliv k periodickému kmitání polohy pístnice s_1 , v porovnání s měřením s nastavenou polohou pístnice $s_1 = 0,4 \text{ m}$, bez připojeného dlouhého potrubí (obr. 5.14).

5.7 Porovnání měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4 \text{ m}$, s připojeným dlouhým potrubím a měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4 \text{ m}$, bez dlouhého potrubí

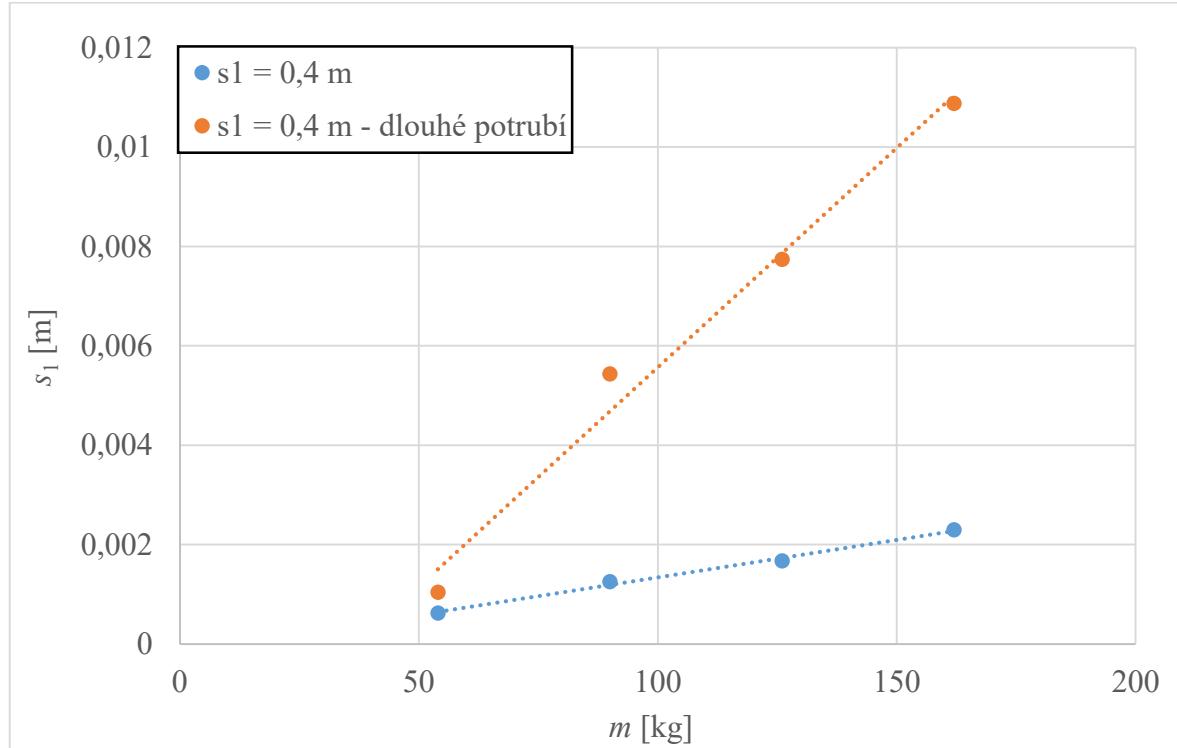
V této kapitole budou porovnány amplitudy tlaků p_2 a polohy pístnice s_1 , pro měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4 \text{ m}$, s připojeným dlouhým potrubím a měření, u kterého byla rovněž nastavena poloha pístnice na hodnotu $s_1 = 0,4 \text{ m}$, bez připojeného dlouhého potrubí.

Na detailním průběhu tlaku p_2 v čase t (obr. 5.23) a detailním průběhu polohy pístnice s_1 v čase t (obr. 5.24), je zakótována výška amplitudy A . Jak již bylo popsáno v kapitole 5.6, v tomto případě nelze porovnat frekvenci kmitání f tlaku p_2 ani polohy pístnice s_1 .

Graf (obr. 5.25), na kterém jsou zobrazeny amplitudy tlaku p_2 pro jednotlivé hmotné zátěže m , je značně viditelný pokles amplitudy tlaku p_2 vlivem připojeného dlouhého potrubí. Rozdíl amplitud mezi měřením s připojeným dlouhým potrubím a bez dlouhého potrubí je při hmotné zátěži $m = 54$ kg přibližně $\Delta p_2 = 2,5$ MPa. Při hmotné zátěži $m = 162$ kg je rozdíl amplitudy přibližně $\Delta p_2 = 12$ MPa. Obě závislosti mají lineární charakter.



Obr. 5.25 – Amplitudy tlaku p_2 pro měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4\text{ m}$, s připojeným dlouhým potrubím a bez potrubí, pro jednotlivé hmotné zátěže m



Obr. 5.26 – Amplitudy polohy pístnice s_1 pro měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4\text{ m}$, s připojeným dlouhým potrubím a bez potrubí, pro jednotlivé hmotné zátěže m

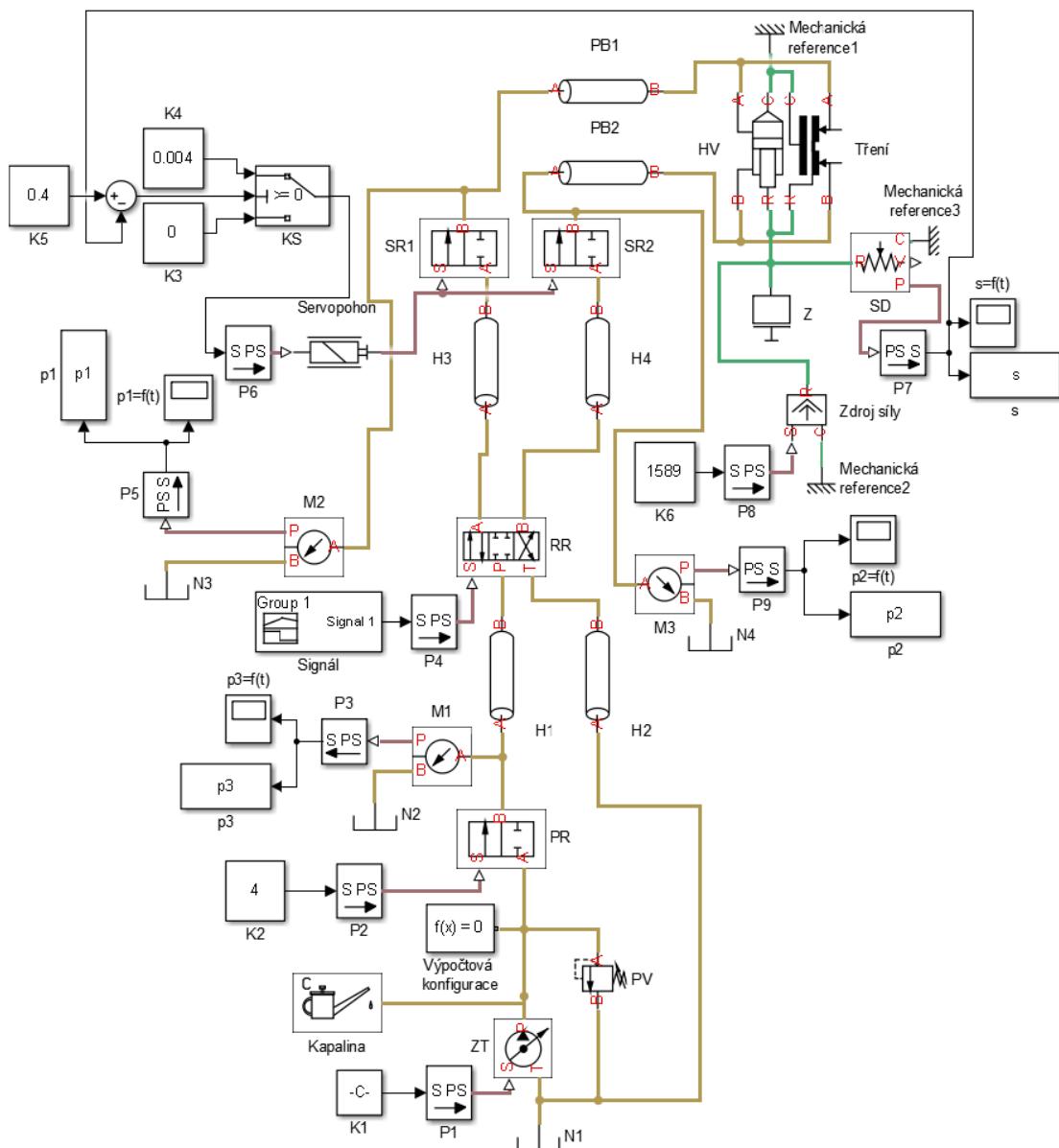
Mezi amplitudami polohy pístnice s_1 , zobrazených na grafu (obr. 5.26), je vlivem připojeného potrubí značný nárůst amplitud polohy s_2 oproti měření bez připojeného dlouhého potrubí. Pro nastavenou hmotnou zátěž $m = 54$ kg je rozdíl mezi amplitudami přibližně $\Delta s_1 = 1$ mm. Naopak při zátěži $m = 162$ kg je rozdíl amplitud polohy pístnice přibližně $\Delta s_1 = 9$ mm. Pokud bychom si představili hydraulický válec, jako kmitavou soustavu dle obr. 4.1, připojené dlouhé potrubí na výstupu způsobí snížení tuhosti pružiny k , kmitavé soustavy.

6. Simulace

Sestavení matematického modelu experimentálního obvodu proběhlo v počítačovém softwaru Matlab – Simulink. Tento program využívá knihovnu SimHydraulics, ve které jsou obsaženy matematicky popsané bloky, představující reálné hydraulické prvky. V kapitole 6.1 bude navržen matematický model hydraulického obvodu. Následovně budou popsány obsažené prvky v matematickém modelu a hodnoty jejich nastavení.

6.1 Návrh matematického modelu hydraulického obvodu

Na obr. 6.1 je zobrazeno schéma navrženého simulačního modelu. Prvky, které byly použity, jsou popsány v kapitole 6.1.1.



Obr. 6.1 – Schéma matematického modelu obvodu

- **Vysvětlivky zkratek ve schématu**

Tab. 6.1 – Tabulka popisů jednotlivých schématických prvků

N	Nádrž	M	Snímač tlaku
K	Konstanta	KS	Spínač
P	Převodník	SR	Sedlový rozváděč
ZT	Zdroj tlaku	PB	Potrubí
PV	Pojistný ventil	HV	Hydraulický válec
PR	Proporcionální rozváděč	Z	Zátež
H	Hadice	SD	Snímač dráhy
RR	Ručně ovládaný rozváděč	HZ	Hydraulický zámek

6.1.1 Popis a nastavení jednotlivých bloků knihovny SimHydraulics

Hydraulická kapalina

Blok hydraulická kapalina (*Custom Hydraulic Fluid*) určuje vlastnosti kapaliny pro všechny komponenty v dané smyčce. Obsahuje pouze jeden připojovací port. Tento blok, jehož schématická značka je znázorněna na obr. 6.2, umožňuje určit vlastnosti kapaliny jako je hustota, kinematická viskozita, modul pružnosti a relativní množství obsaženého vzduchu. Tento model je popsán rovnicí 2.7 [9].

Hodnoty nastavení jsou zapsány v tab. 6.2.



Obr. 6.2 – Blok hydraulické kapaliny [9]

Tab. 6.2 – Nastavení bloku kapaliny

Hustota oleje	880	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Kinematická viskozita	5,682e-05	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Modul pružnosti	1,8e09	Pa
Obsah vzduchu	0,002	1

Hydraulické potrubí

Blok hydraulické potrubí (*Hydraulic Pipeline*) modeluje potrubí s kruhovým nebo nekruhovým průřezem. Blok uvažuje ztráty třením podél potrubí a stlačitelnost kapaliny, ale nepočítá se setrvačností kapaliny. Pomocí parametrů bloku lze nastavit model pro simulaci pevného potrubí nebo hydraulických hadic s elastickými a viskoelastickými vlastnostmi. Kladný průtok je dán prouděním z kanálu A do kanálu B. Tlaková ztráta je dána vztahem:

$$\Delta p = p_A - p_B . \quad (6.1)$$

V tomto bloku, znázorněném na obr. 6.3, lze nastavit tyto veličiny: typ průřezu potrubí, vnitřní průměr potrubí, délka potrubí, ekvivalentní délka místních ztrát, drsnost vnitřního povrchu, součinitel poměru tlaku a světlosti vedení a viskoelastická časová konstanta [9].

Hodnoty nastavení jsou zapsány v tab. 6.3.



Obr. 6.3 – Blok hydraulického potrubí [9]

Určení součinitele poměru tlaku a světlosti vedení je dán vztahem:

$$K_p = \frac{d}{E} \left(\frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} \right) \nu_P , \quad (6.2)$$

kde d je vnitřní průměr hydraulického vedení, D je vnější průměr hydraulického vedení, E je Youngův modul pružnosti hydraulického vedení a ν_P je Poissonova konstanta.

Příklad výpočtu součinitele poměru tlaku a světlosti vedení hydraulické hadice dle rovnice 6.2

$$K_p = \frac{d}{E} \left(\frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} \right) \nu_P = \frac{0,012}{3 \cdot 10^9} \left(\frac{0,022^2 + 0,012^2}{0,022^2 - 0,012^2} \right) 0,47 = 3,47 \cdot 10^{-12} \text{ m} \cdot \text{Pa}^{-1}$$

Tab. 6.3 – Nastavení bloku hydraulického potrubí

Vnitřní průměr	0,012	m
Délka vedení	4	m
Ekvivalentní délka	1	m
Drsnost vnitřního povrchu	1,5e-05	m
Součinitel poměru tlaku a světlosti vedení	3,47e-12	$\text{m} \cdot \text{Pa}^{-1}$
Viskoelastická časová konstanta	0,05	s

Segmentované potrubí

Blok segmentované potrubí (*Segmented Pipeline*) představuje hydraulické potrubí kruhového průřezu, jako sadu do série zapojených segmentů se soustředěnými parametry. Díky tomu je možné přiblížit hydraulické potrubí. Každý segment se skládá z odporu proti pohybu, odporu proti zrychlení a odporu proti deformaci. Segmentované potrubí obsahuje vstupní port A a výstupní port B.

V bloku segmentované potrubí zobrazeném na obr. 6.4 lze nastavit tyto veličiny: vnitřní průměr potrubí, délka potrubí, počet segmentů, součinitel poměru tlaku a světlosti vedení a viskoelastická časová konstanta [9].

Hodnoty nastavení jsou zapsány v tab. 6.4.



Obr. 6.4 – Blok segmentovaného potrubí [9]

Tab. 6.4 – Nastavení bloku segmentované potrubí

Vnitřní průměr	0,012	m
Délka potrubí	60	m
Počet segmentů	55	1
Drsnost vnitřního povrchu	1,5e-05	m
Součinitel poměru tlaku a světlosti vedení	2,21e-13	$\text{m} \cdot \text{Pa}^{-1}$
Viskoelastická časová konstanta	0,01	s

Hydraulický válec

Blok dvojčinný hydraulický válec (*Double-Acting Hydraulic Cylinder*) představuje model, který je konstruován z translačního hydro-mechanického měniče. Připojovací porty R a C jsou mechanické posuvné porty pro uchycení válce a pístnice. Energie z hydraulických portů A nebo B je zaměřena na příslušný posuvný blok hydro-mechanického měniče. Převodník transformuje hydraulickou energii na energii mechanickou a odpovídá za stlačitelnost kapaliny v komoře hydraulického válce. Pohyb pístnice je omezen oblekem pevný doraz (*Translational Hard Stop*), díky němu se může pístnice pohybovat pouze mezi uzávěry válce.

V bloku dvojčinného hydraulického válce (obr. 6.5) lze nastavit tyto veličiny: plochu pístu, plochu pístnice, zdvih pístu, Poissonovu konstantu [9].



Obr. 6.5 – Blok dvojčinného hydraulického válce [9]

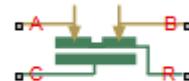
Tab. 6.5 – Nastavení bloku hydraulického válce

Plocha pístu	1,257e-03	m^2
Plocha mezikruží	6,409e-04	m^2
Maximální zdvih válce	0,6	m
Poissonova konstanta	1,4	1

Tření v hydraulickém válci

Blok tření v hydraulickém válci (*Cylinder Friction*) simuluje tření mezi pohyblivými částmi hydraulického válce. Třecí síla je simulována v závislosti na relativní rychlosti a tlaku za předpokladu součtu Stribeckových, Coulombových a viskózních složek. V tomto bloku zobrazeném na obr. 6.6 lze nastavit hodnoty jako předpětí, Coulombův třecí koeficient a viskózní třecí koeficient [9].

Hodnoty tohoto bloku, jehož matematická model je popsán rovnicí 4.6, jsou zapsány v tab. 6.6.



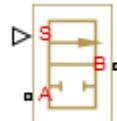
Obr. 6.6 – Blok tření v hydraulickém válci [9]

Tab. 6.6 – Nastavení bloku tření v hydraulickém válci

Předpětí	10	N
Coulombův třecí koeficient	5e-06	N·Pa ⁻¹
Viskózní třecí koeficient	500	N·m ⁻¹ .s

Proporcionální rozváděč a sedlové rozváděče

Blok 2/2 rozváděč (2-Way Directional Valve) byl vybrán jako model proporcionálního rozváděče, sloužícího k nastavení průtoku a pro model dvou sedlových rozváděčů. Tento blok představuje dvoucestný rozváděč, též označovaný jako uzavírací ventil. Blok má vstupní port A, výstupní port B a jeden signální port S, který řídí polohu šoupátka. V tomto bloku, zobrazeném na obr. 6.7, byly nastaveny následující veličiny: Δp -Q charakteristika (byla zadána u proporcionálního rozváděče), maximální průtočná plocha a otevření (bylo nastaveno pro sedlové rozváděče) [9].

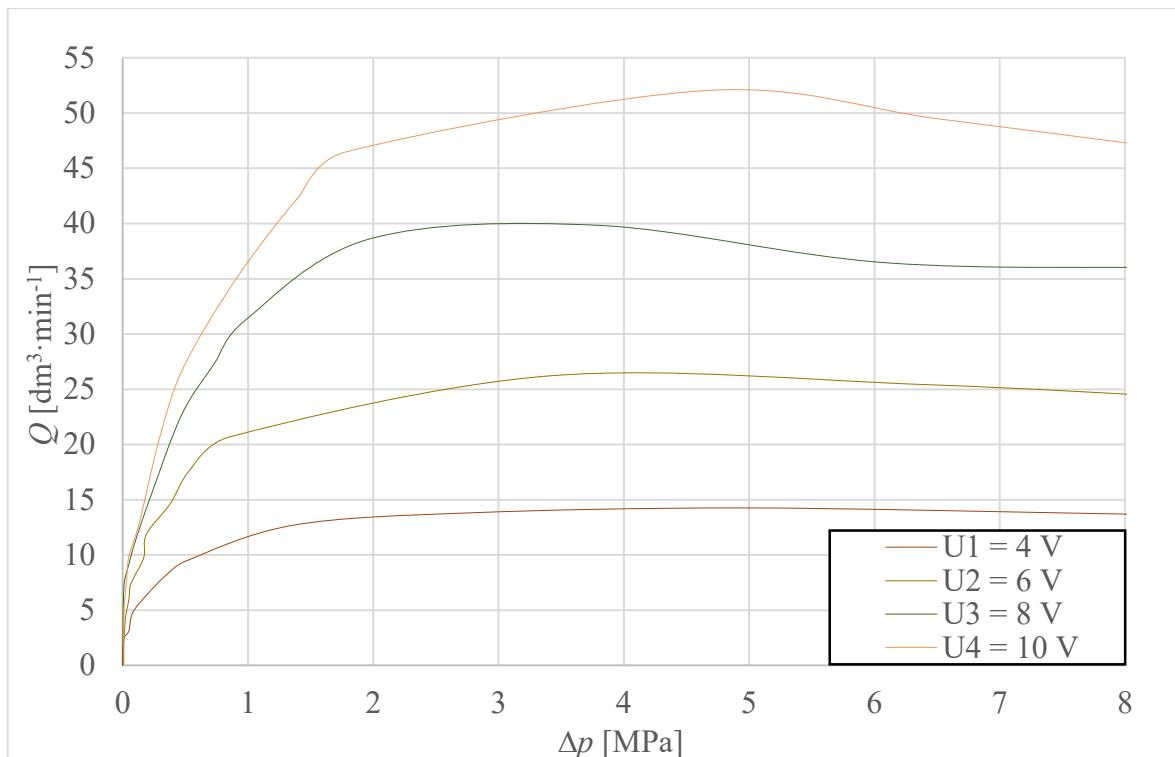


Obr. 6.7 – Blok 2/2 rozváděče [9]

Z předem změřené Δp -Q charakteristiky (obr. 6.8) proporcionálního rozváděče, byly odvozeny hodnoty otevření ventilu (respektive vstupní napětí) a hodnoty tlakových spádů a průtoků pro nastavení daného bloku. Nastavené hodnoty jsou zapsány v tabulce 6.7.

Tab. 6.7 – Nastavení bloku 2/2 rozváděč

Poloha šoupátka	[0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10]	m
Tlakový spád	[0 5e5 1e6 1,5e6 2e6 2,5e6 3e6 3,5e6 4e6 4,5e6 5e6]	Pa
Objemový průtok	[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 0 0 0 0 0 0; 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0; 0 9,4 11,6 13 13,5 13,8 14 14 14,2 14,2 14,2; 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0; 0 17,2 21,1 22,5 23,8 24,9 25,8 26,3 26,5 26,5 26,3; 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0; 0 23,4 31,5 36 38,8 39,7 39,9 39,9 39,7 39 38,1; 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0; 0 27,4 36,5 44 47 48,4 49,4 50,5 51,2 52 52]	dm ³ ·min ⁻¹



Obr. 6.8 – Δp - Q charakteristika proporcionálního rozváděče

Ručně ovládaný rozváděč

Blok 4/3 rozváděč (4-Way Directional Valve) představuje model ručně ovládaného rozváděče, který slouží k ovládání hydraulického válce. Blok má čtyři hydraulické spoje. Vstupní port P, pracovní porty A a B, vratný port T a signální port S, pro řízení polohy šoupátka. V bloku 4/3 rozváděč, zobrazeném na obr. 6.9, byly nastavovány následující hodnoty: maximální průtočná plocha, maximální otevření [9].



Obr. 6.9 – Blok 4/3 rozváděče [9]

Tab. 6.8 – Nastavení bloku 4/3 rozváděče

Maximální průtočná plocha	2,827e-5	m ²
Maximální otevření	0,006	m

Pojistný ventil

Blok pojistný ventil (Pressure Relief Valve) je model hydraulického pojistného ventilu. Blok je při nastaveném požadovaném tlaku uzavřený do doby jeho překročení. Obsahuje vstupní port A a výstupní port B. V tomto bloku, zobrazeném na obr. 6.10, byly nastaveny následující hodnoty: maximální průtočná plocha, pojistný tlak a rozsah tlakové regulace [9].

Nastavené hodnoty jsou zapsány v tab. 6.9.



Obr. 6.10 – Blok pojistného ventilu [9]

Tab. 6.9 – Nastavení bloku pojistného ventilu

Maximální průtočná plocha	2,827e-05	m^2
Pojistný tlak	3e06	Pa
Rozsah tlakové regulace	5e05	Pa

Servopohon

Blok servopohon (*Proportional and Servo-Valve Actuator*) představuje model s elektromagnetickým pohonem proporcionálních ventilů a servo-ventilů. Blok reprodukuje pouze vstupní a výstupní vztah a je vytvořen jako systém uzavřené smyčky. Obsahuje jeden vstupní signální port a jeden výstupní fyzický signální port. V bloku zobrazeném na obr. 6.11 byly nastaveny tyto hodnoty: zsílení, časová konstanta a nasycení [9].

Blok byl použit k ovládání, respektive uzavírání dvou sedlových rozváděčů. Nastavené hodnoty jsou zapsány v tab. 6.10.



Obr. 6.11 – Blok servopohonu [9]

Tab. 6.10 – Nastavení bloku servopohonu

Zesílení	150	1
Časová konstanta	0,0002	s
Nasycení	0,01	1

Hmotná zátěž

Blok hmotná zátěž (*Mass*) představuje ideální mechanickou zátěž. Blok obsahuje jeden mechanický translační port. Kladný směr bloku je situován od připojovacího portu k referenčnímu bodu. V bloku hmotná zátěž, zobrazeném na obr. 6.12 byla nastavena hodnota zátěže, která byla pro různé simulace odlišná [9].



Obr. 6.12 – Blok hmotné zátěže [9]

Zdroj síly

Blok zdroj síly (*Ideal Force Source*) představuje ideální zdroj síly, která je úměrná fyzickému vstupnímu signálu. Obsahuje porty R a C, které jsou mechanickými translačními porty. Dále obsahuje port S pro připojení řídicího signálu. Pozitivní signál na portu S generuje sílu, která působí od portu C k portu R. V tomto bloku zobrazeném na obr. 6.13 nelze nastavit žádné hodnoty.



Obr. 6.13 – Blok zdroje síly [9]

Referenční bod

Blok referenční bod (*Mechanical Translation Reference*) je mechanický translační bod, představující uzemnění. Připojuje se k mechanickým translačním portům, které jsou pevně připojené k rámu nebo zemi. V tomto bloku zobrazeném na obr. 6.14 nelze nastavit žádné hodnoty.



Obr. 6.14 – Blok referenčního bodu [9]

Zdroj tlaku

Blok zdroj tlaku (*Hydraulic Pressure Source*) představuje ideální zdroj hydraulické energie. Blokové zapojení P a T odpovídá vstupnímu a výstupnímu kanálu. Port S představuje připojení pro řídicí signál. V tomto bloku, zobrazeném na obr. 6.15, není možné nastavit žádné hodnoty [9].



Obr. 6.15 – Blok zdroje tlaku [9]

Nádrž

Blok nádrž (*Hydraulic Reference*) představuje propojení do atmosféry. Lze k němu připojit porty jiných prvků, které je potřeba spojit s atmosférou. Do tohoto bloku zobrazeném na obr. 6.16 nelze nastavit žádné hodnoty [9].

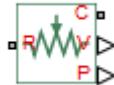


Obr. 6.16 – Blok nádrže [9]

Senzor pohybu

Blok senzor pohybu (*Ideal Translational Motion Sensor*) představuje ideální mechanický snímač pohybu, který nebere v úvahu setrvačnost, tření, zpoždění a spotřebu energie. Připojovací porty R a C jsou mechanickými translačními porty, V a P jsou fyzikální výstupní

porty pro rychlosť a polohu. V bloku senzor pohybu zobrazeném na obr. 6.17 lze nastavit pouze hodnotu výchozí polohy, ktorá byla v našom prípadě nulová [9].



Obr. 6.17 – Blok senzoru pohybu [9]

Snímač tlaku

Blok snímač tlaku (*Hydraulic Pressure Sensor*) predstavuje ideálny snímač hydraulického tlaku neboli tlakového spádu medzi dvoma body. Obsahuje pripojovacie porty A, B a jeden signálny port S. Do bloku snímače tlaku, zobrazenému na obr. 6.18, nelze zadat žiadnu hodnotu [9].



Obr. 6.18 – Blok snímače tlaku [9]

Převodník S-PS

Blok převodník S-PS (*Simulink-PS Converter*) převádí bezrozměrný vstupní signál Simulinku na fyzikální výstupní signál. V tomto bloku, zobrazeném na obr. 6.19, lze nastavit jednotku vstupního signálu [9].

Blok byl využit pro převod signálu pro otevírání ručně ovládaného a proporcionálního rozváděče, pro převod signálu do servopohonu, zdroje tlaku a zdroje síly.



Obr. 6.19 – Blok převodníku S-PS [9]

Převodník PS-S

Blok převodník PS-S (*PS-Simulink Converter*) převádí vstupní fyzikální signál na bezrozměrný výstupní signál Simulinku. V tomto bloku, zobrazeném na obr. 6.20, lze nastavit jednotku vstupního signálu [9].

Blok byl použit pro převod signálu z tlakových snímačů a senzoru pohybu.



Obr. 6.20 – Blok převodníku PS-S [9]

Graf

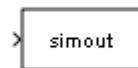
Blok graf (*Scope*) plní funkci vykreslení grafické závislosti požadované veličiny v čase. V tomto bloku zobrazeném na obr. 6.21 nelze nastavit žiadnu hodnotu.



Obr. 6.21 – Blok grafu [9]

Zapisování dat

Blok zapisování dat (To Workspace) obr. 6.22, slouží k zapisování dat do pracovního prostoru Matlabu.



Obr. 6.22 – Blok zapisování dat [9]

Součet

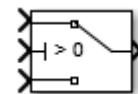
Blok součet (*Sum*) slouží ke sčítání nebo odečítání vstupních veličin, kde výstupní veličinou je výsledek. Do tohoto bloku zobrazeném na obr. 6.23 lze zadat kladné či záporné znaménko vstupní veličiny a jejich počet.



Obr. 6.23 – Blok součtu [9]

Spínač

Blok spínač (*Switch*) plní funkci spínače propojení vstupního portu (1) s výstupním portem, pouze pokud vstup (2) splňuje vybraná kritéria. Pokud ne, platí vstup (3). V tomto bloku zobrazeném na obr. 6.24 lze nastavit jednotlivá kritéria a práh. V našem případě bylo nastaveno kritérium $u2 \geq =$ práhu a hodnota práhu byla nastavena na nulu.



Obr. 6.24 – Blok spínače [9]

Konstanta

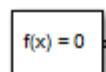
Blok konstanta (*Constant*) slouží k zadávání konstantních hodnot. Blok je zobrazen na obr. 6.25.



Obr. 6.25 – Blok konstanty [9]

Výpočtová konfigurace

Blok výpočtová konfigurace (*Solver Configuration*) slouží k definici rovnic použitých v simulaci [9]. Blok je zobrazen na obr. 6.26.

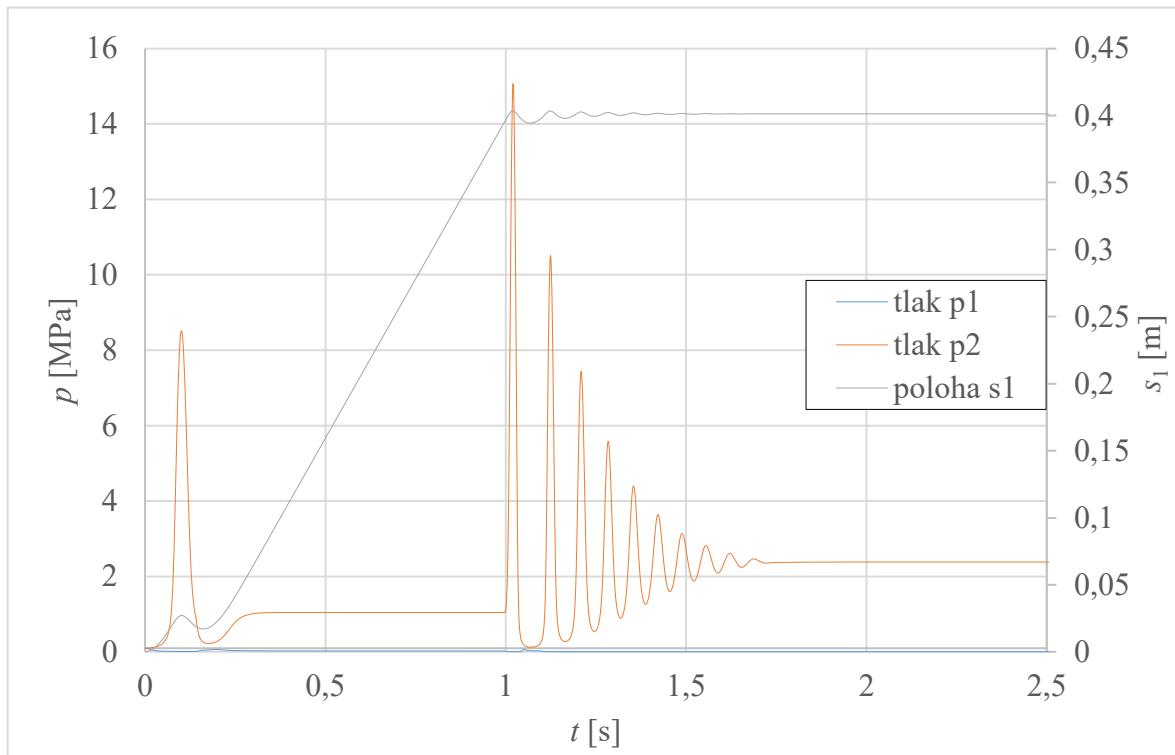


Obr. 6.26 – Blok výpočtové konfigurace [9]

6.2 Vyhodnocení simulace se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m

Simulační model odpovídající měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, je zobrazen na schématu (obr. 6.1). V jednotlivých blocích byly nastaveny hodnoty dle kapitoly 6.1.1. V této simulaci byly nastaveny jednotlivé hmotné zátěže m a tomu odpovídající zatěžující síla F . Hadice H1, H2, H3 a H4 byly zadány jako pružné, byl vypočítán součinitel poměru tlaku a světlosti vedení K_p a zbylé hodnoty byly nastaveny dle tab. 6.3. Potrubí PB1 a PB2, jejichž délka byla nastavena na hodnotu $l = 0,05$ m a zbylé hodnoty byly zadány dle tab. 6.3, bylo zadáno jako absolutně tuhé, tedy nebyl potřebný výpočet součinitele poměru tlaku a světlosti vedení K_p .

Simulace byla zhotovena pro všechna měření s rozdílnou hmotnou zátěží m . Během simulace byla měněna hodnota hmotné zátěže m a zatěžující síla F . Na grafu (obr. 6.27) je zobrazen průběh tlaků p_1 , p_2 a polohy pístnice s_1 v čase t , pro simulaci se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m a nastavenou hmotnou zátěží $m = 162$ kg.

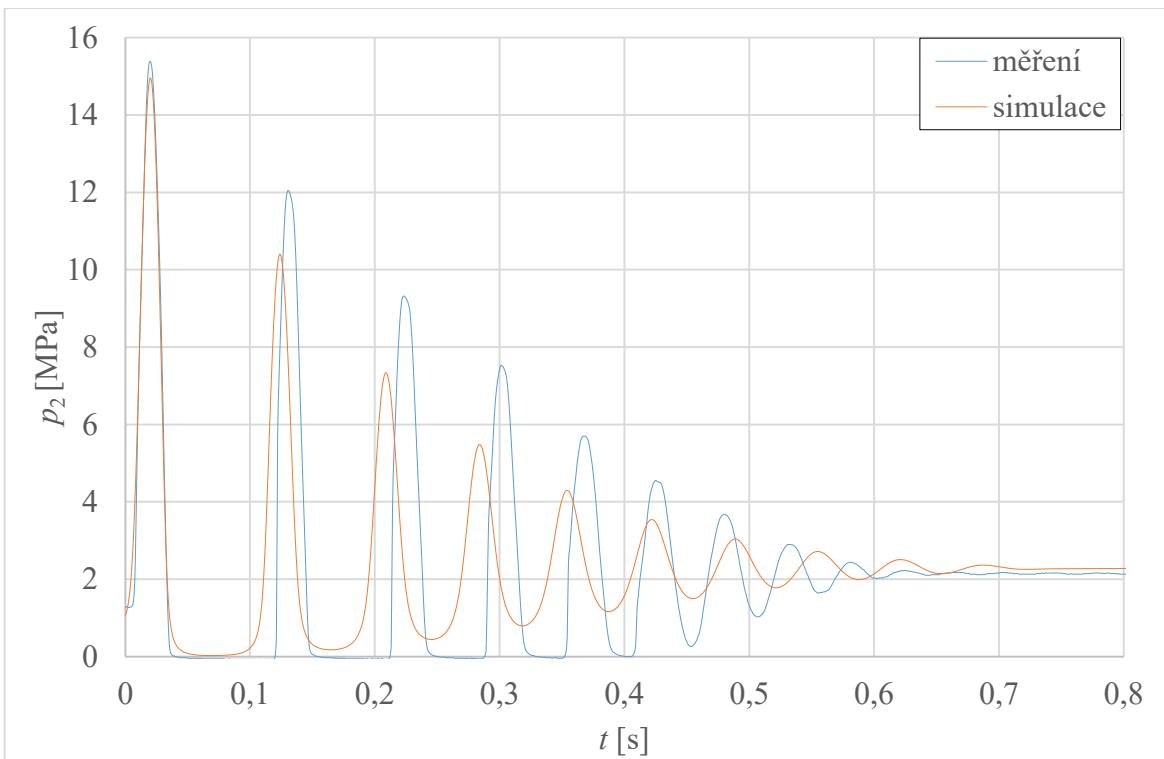


Obr. 6.27 – Závislost tlaků p_1 , p_2 , a polohy pístnice s_1 na čase t pro simulaci se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m a hmotnou zátěží $m = 162$ kg

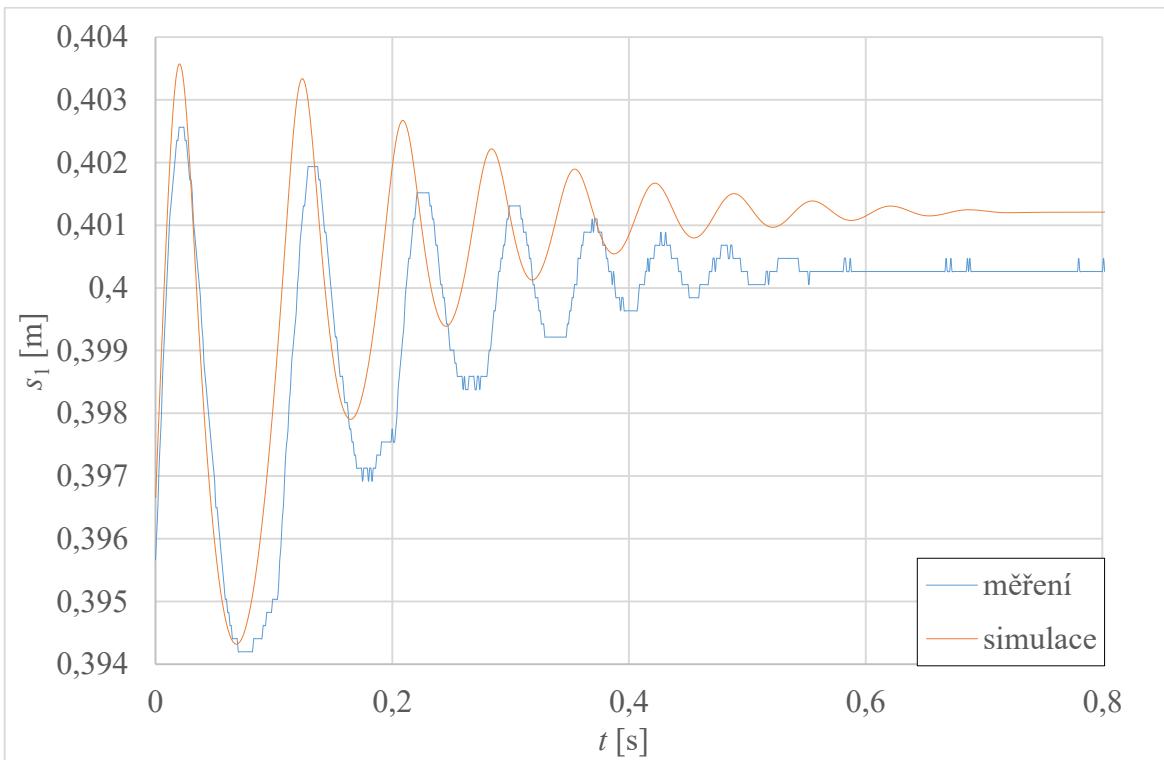
6.2.1 Porovnání simulace a měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m

K porovnání byly vybrány simulované a měřené průběhy tlaků p_2 a polohy pístnice s_1 , měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m a s nejvyšší nastavenou hmotnou zátěží $m = 162$ kg. Detail průběhu simulovaného a měřeného tlak p_2 v čase t pro porovnání, je zobrazen v grafu (obr. 6.28). Detail průběhu simulované a měřené polohy pístnice s_1 v čase t je zobrazen v grafu (6.29).

Na detailním průběhu tlaku p_2 (obr. 6.28) je nevyšší amplituda simulovaného tlaku p_2 shodná s amplitudou měřeného tlaku p_2 . S časem t amplitudy simulovaného tlaku p_2 klesají. Příčinou může být nedokonalost hydraulického obvodu určeného k měření.



Obr. 6.28 – Detail oblasti kmitání tlaku p_2 v čase t , pro měření a simulaci se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, při nastavené hmotné zátěži $m = 162$ kg

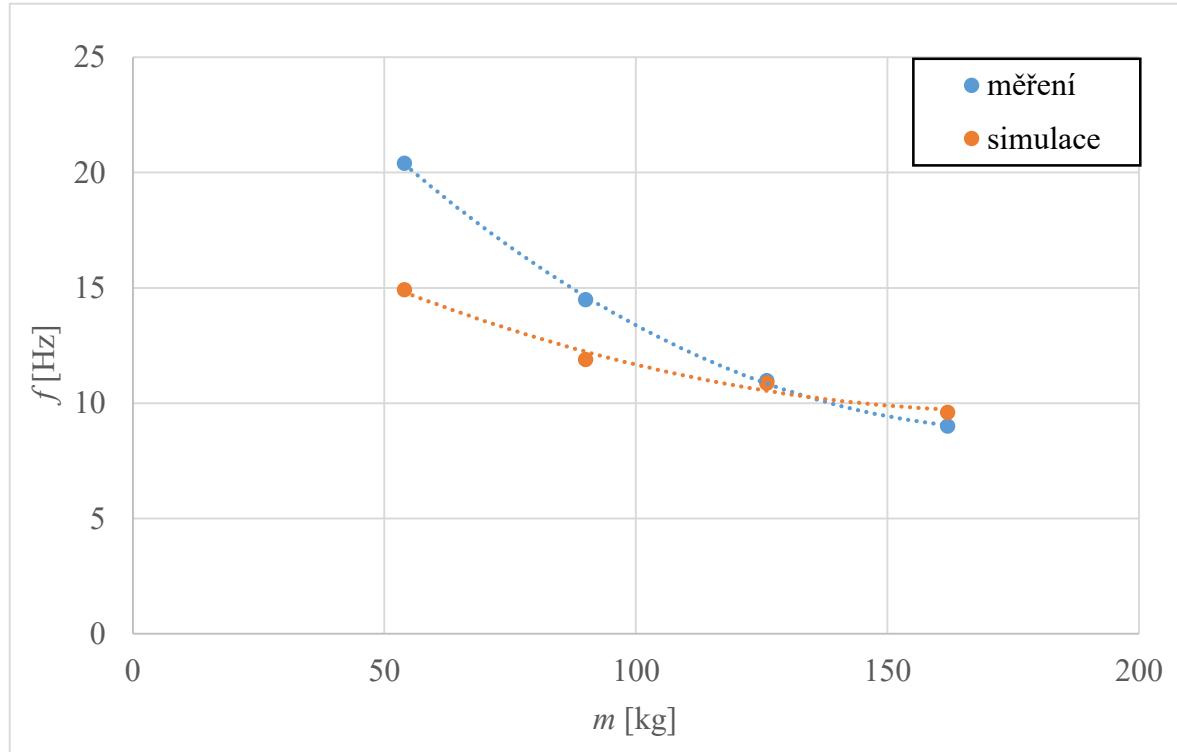


Obr. 6.29 – Detail oblasti kmitání polohy pístnice s_1 v čase t , pro měření a simulaci se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, při nastavené hmotné zátěži $m = 162$ kg

Na detailním průběhu polohy pístnice s_1 v čase t (obr. 6.29), dochází k podobným velikostem amplitud polohy pístnice s_1 ve srovnání se simulovanou a měřenou polohou pístnice s_1 . Simulované průběhy pulsací polohy s_1 jsou hladší než průběhy polohy s_1 měřené. Vlivem může být opět nedokonalost měřícího obvodu.

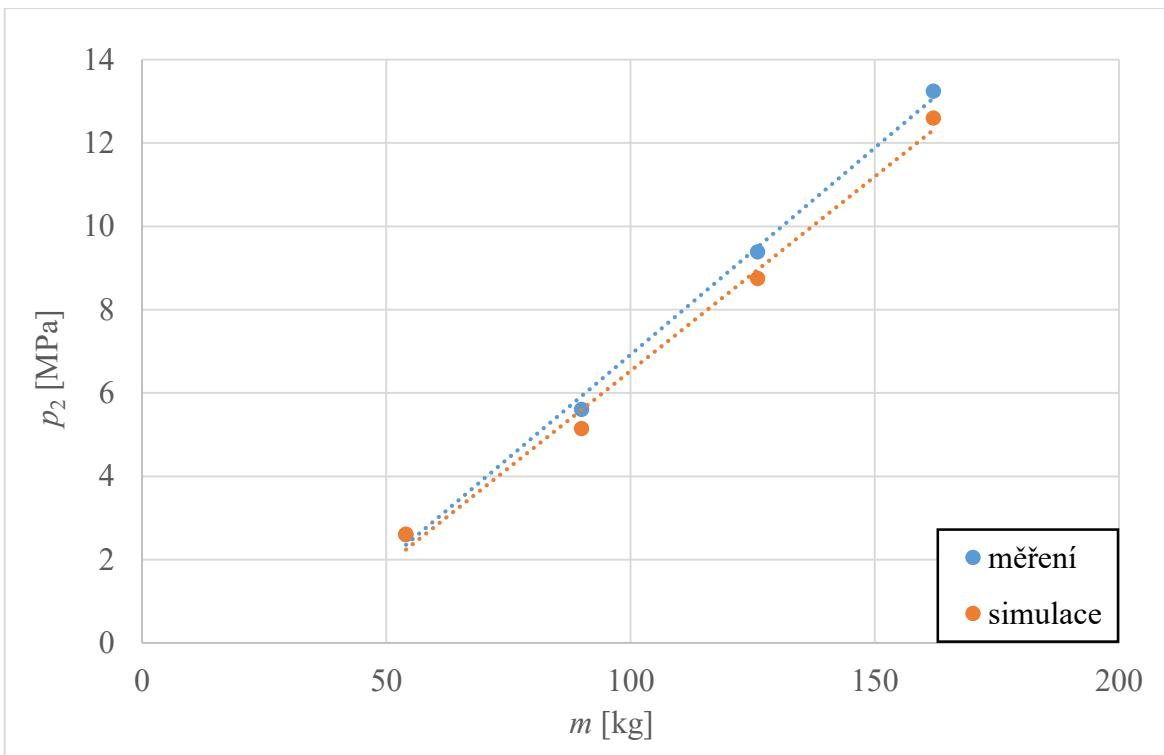
6.2.2 Porovnání simulovaných a měřených průběhů tlaku p_2 a polohy s_1 , při zastavení pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m

Odečítání amplitud A a period kmitání T , z detailních průběhů tlaku p_2 (obr. 6.28) a polohy pístnice s_1 v čase t (obr. 6.29), probíhalo stejným způsobem, jak je popsáno v kapitole 5.3. Stejně tak proběhl výpočet frekvence kmitání f , tlaku p_2 a polohy pístnice s_1 , dle rovnice 5.1.

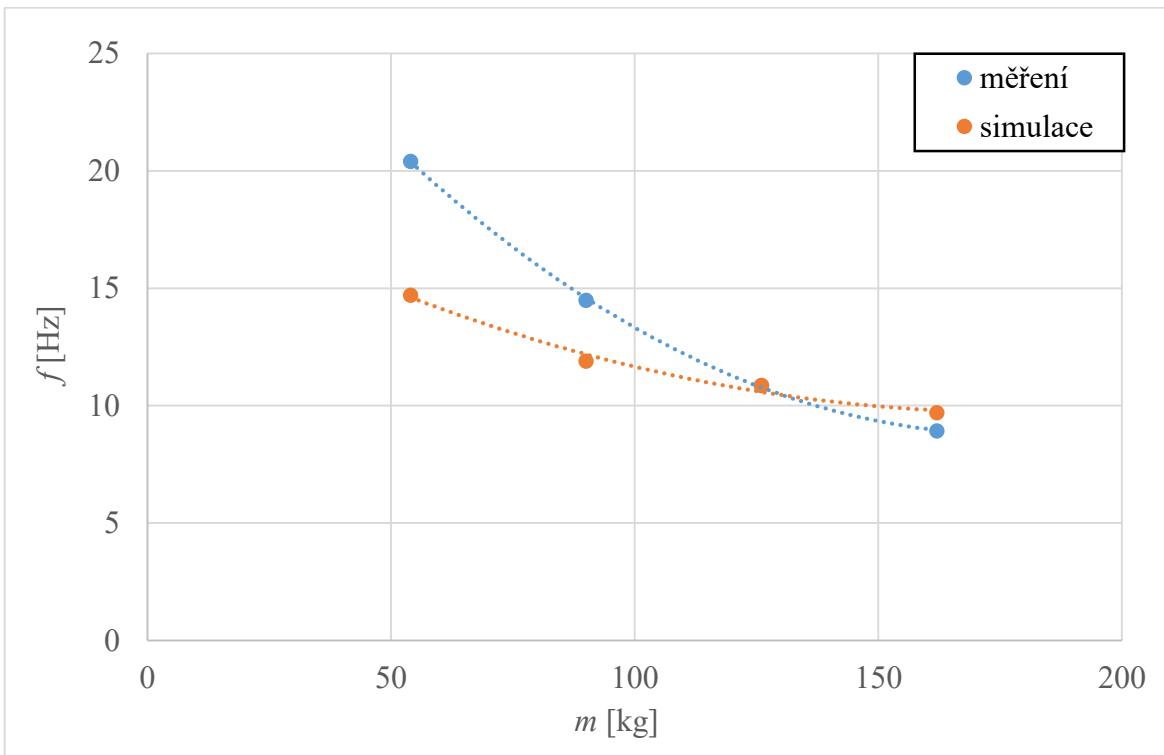


Obr. 6.30 – Frekvence pulsací tlaku p_2 pro měření a simulaci se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, pro jednotlivé hmotné zátěže m

Na grafu (obr. 6.30) je zobrazena závislost frekvencí kmitání f tlaku p_2 , při jednotlivém zatížení m , pro simulaci a měření. Oba průběhy frekvence f závislé na zatížení m klesají s druhou mocninou. Při zatížení $m = 54$ kg, je rozdíl frekvencí kmitání tlaku p_2 přibližně $f = 5$ Hz. S rostoucí hmotností m se simulovalé a měřené frekvence f přibližují stejným hodnotám. Hodnoty amplitud tlaku p_2 (obr. 6.31) jsou v porovnání mezi simulací a měřením téměř shodné.



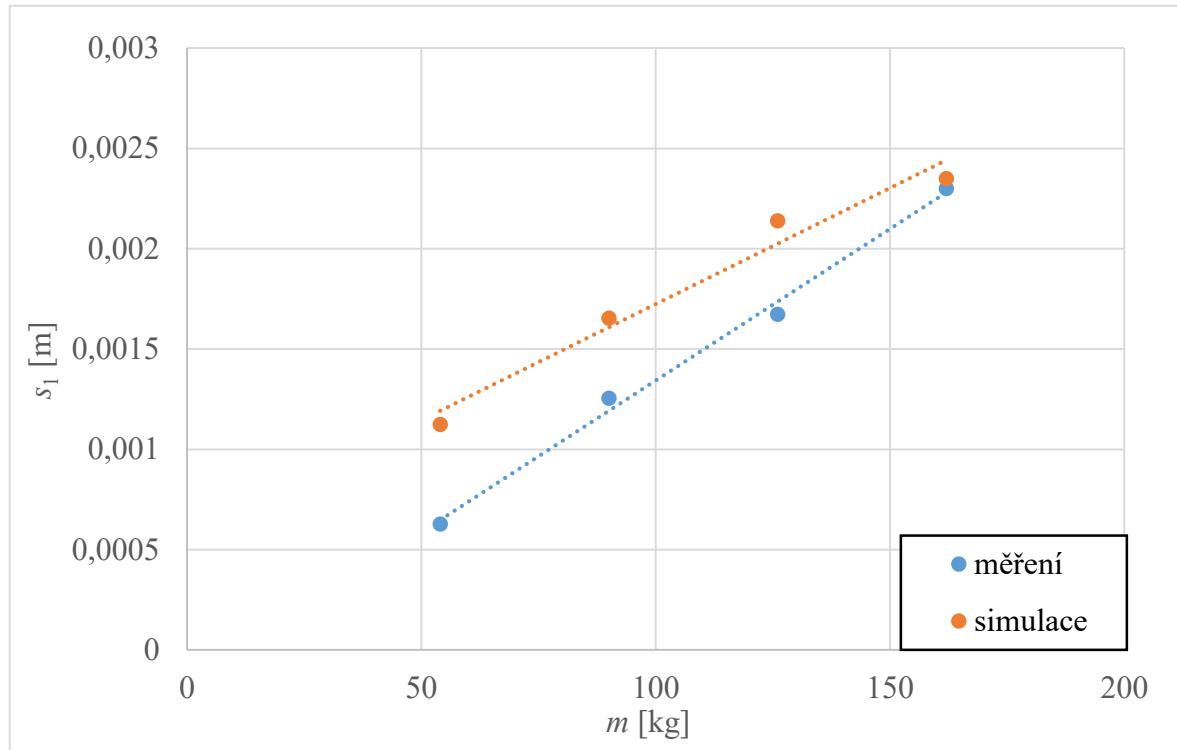
Obr. 6.31 – Amplitudy tlaku p_2 pro měření a simulaci se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, pro jednotlivé hmotné zátěže m



Obr. 6.32 – Frekvence pulsací polohy pístnice s_1 pro měření a simulaci se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, pro jednotlivé hmotné zátěže m

Na grafu (obr. 6.32), kde jsou zobrazeny průběhy simulovaných a měřených frekvencí kmitání f polohy pístnice s_1 , pro jednotlivé zátěže m , jsou oba průběhy polohy pístnice s_1 shodné s průběhy frekvencí kmitání f tlaku p_2 (obr. 6.30).

Mezi amplitudami simulovaných a měřených pulsací polohy pístnice s_1 (obr. 6.33), je viditelný rozdíl. Při zatížení $m = 54$ kg je rozdíl mezi simulovanou a měřenou amplitudou polohy pístnice $\Delta s_1 = 0,5$ mm. S narůstající hmotnou zátěží m , se rozdíly mezi amplitudami simulované a měřené polohy pístnice s_1 zmenšují.



Obr. 6.33 – Amplitudy polohy pístnice s_1 pro měření a simulaci se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, pro jednotlivé hmotné zátěže m

6.3 Vyhodnocení simulace se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, s připojeným dlouhým potrubím

Simulační model odpovídající měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, s připojeným dlouhým potrubím, je obdobný se schématem (obr. 6.1). Změna proběhla v připojení segmentovaného potrubí společně s dvěma hydraulickými hadicemi mezi výstup z hydraulického válce HV, konkrétně výstupní potrubí PB2 a sedlový rozváděč SR2. Schéma detailu tohoto zapojení lze vidět na obr. 6.34.

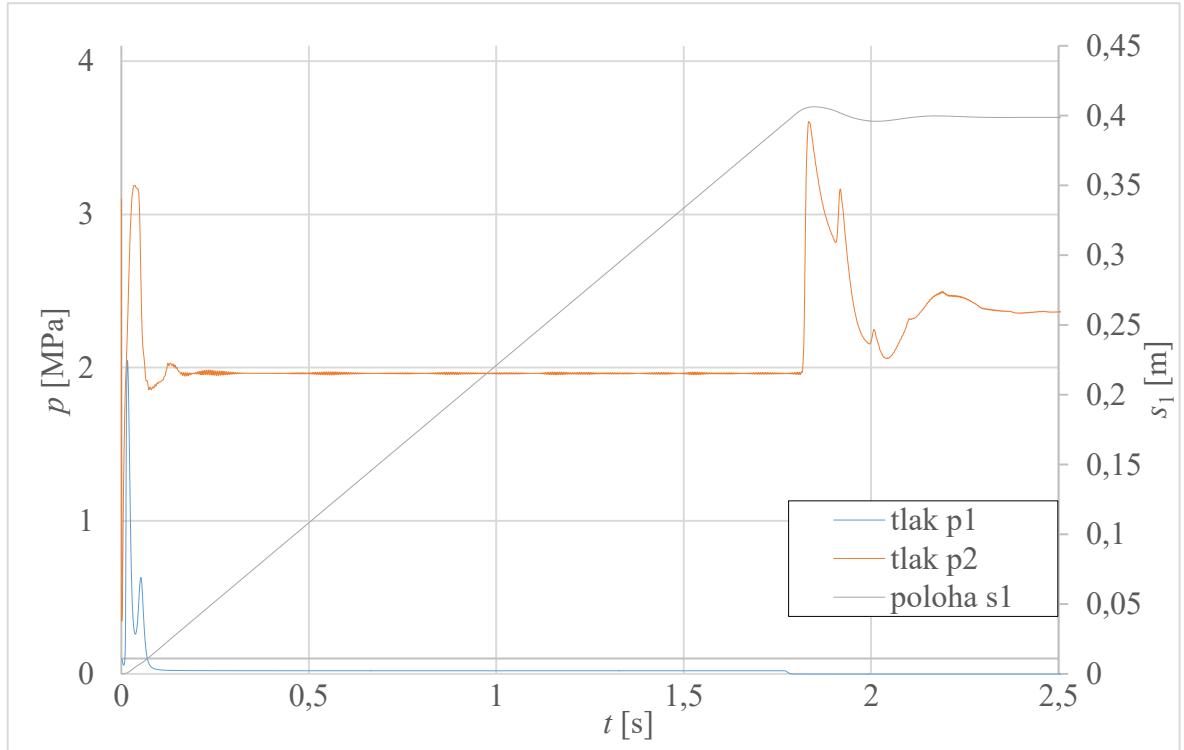
V jednotlivých blocích byly nastaveny hodnoty dle kapitoly 6.1.1. V této simulaci byly rovněž nastaveny jednotlivé hmotné zátěže m a tomu odpovídající zatěžující síla F . Pro hadice H5 byla nastavena délka $l = 1$ m, pro hadici H6 byla nastavena délka $l = 2,5$ m. Obě hadice byly zadané jako pružné a byl vypočítán koeficient poměru tlaku a světlosti vedení K_p . Zbylé parametry hadic byly nastaveny dle tab. 6.3.



Obr. 6.34 – Detailní schéma zapojení segmentovaného potrubí

Simulace proběhla pro všechna měření s rozdílnou hmotnou zátěží m . Během simulace byla měněna hodnota hmotné zátěže m a zatěžující síla F .

Na grafu (obr. 6.35) je zobrazen průběh tlaků p_1 , p_2 a polohy pístnice s_1 v čase t , pro simulaci se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m a nastavenou hmotnou zátěží $m = 162$ kg.



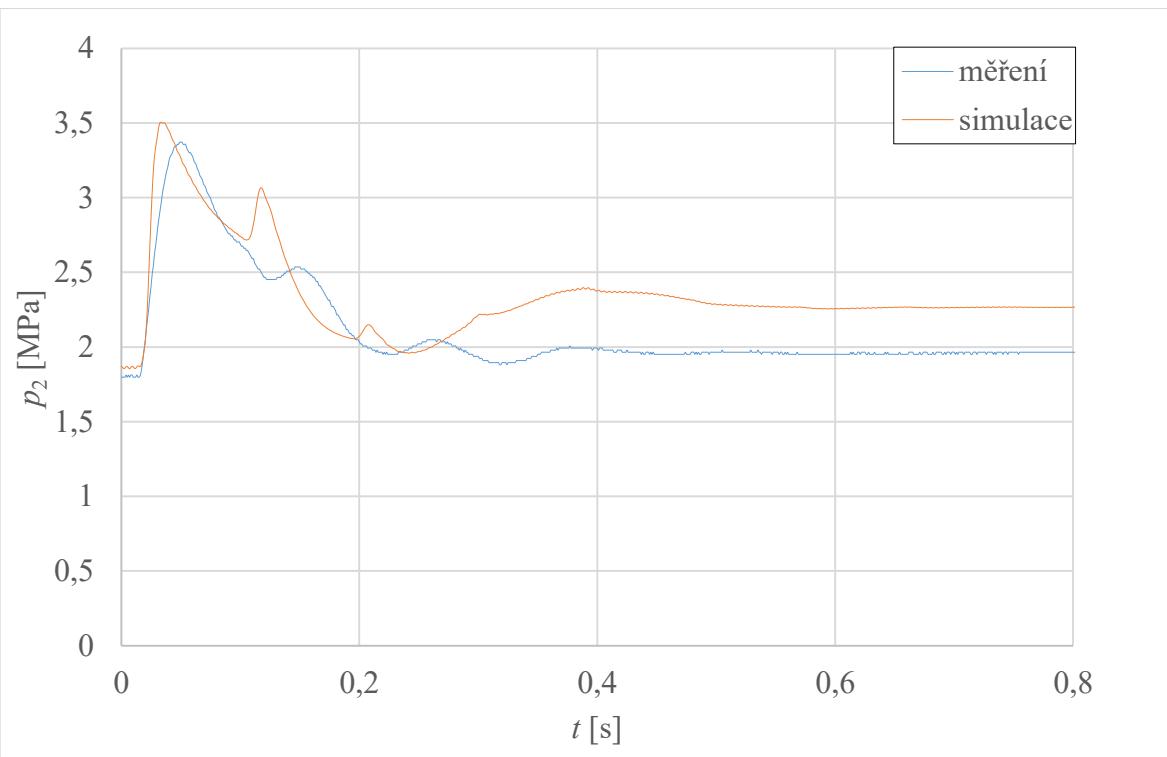
Obr. 6.35 – Závislost tlaků p_1 , p_2 a polohy pístnice s_1 na čase t pro simulaci se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, s připojeným dlouhým potrubím a hmotnou zátěží $m = 162$ kg

6.3.1 Porovnání simulace a měření se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, s připojeným dlouhým potrubím

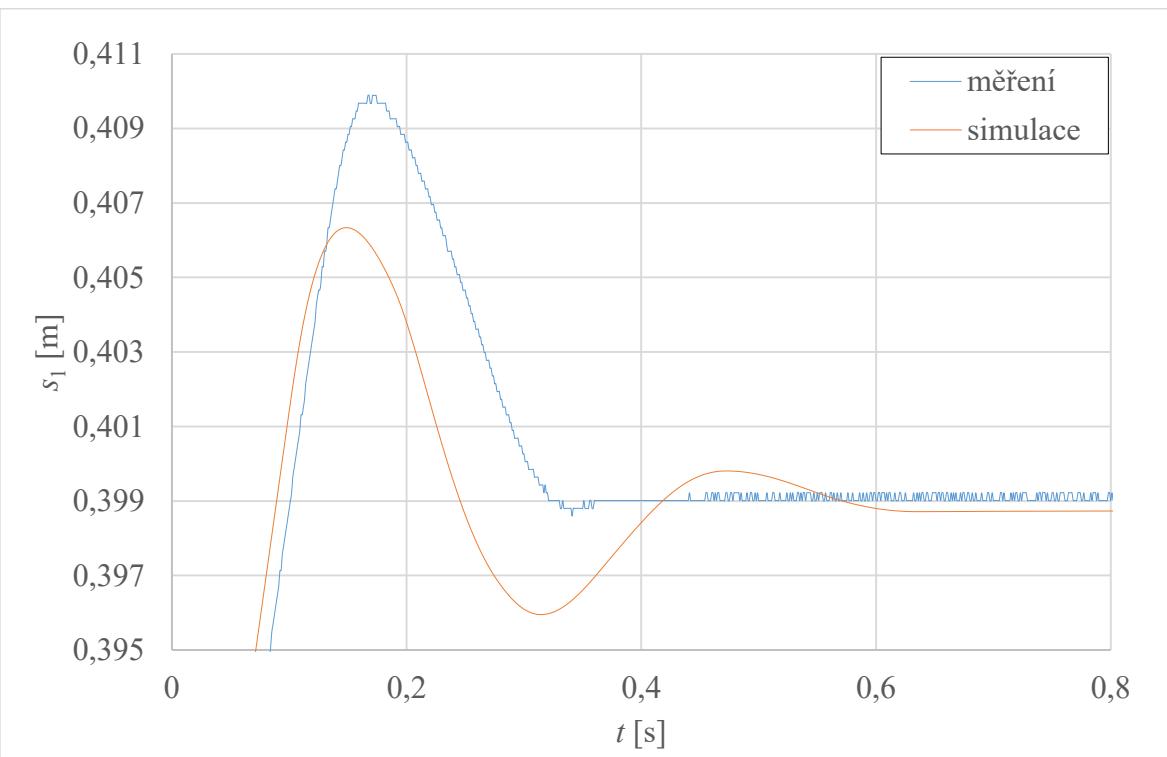
V této kapitole budou porovnány simulované a měřené hodnoty tlaků p_2 a polohy pístnice s_1 . Pro porovnání se simulací bylo vybráno měření se zastavením v poloze pístnice $s_1 = 0,4$ m, s připojeným dlouhým potrubím.

Na detailním průběhu tlaku p_2 v čase t (obr. 6.36), je vidět rozdíl mezi simulovaným a měřeným průběhem tlaku p_2 v čase t . U měřeného průběhu tlaku p_2 v čase t , dochází k hladkému průběhu oproti simulovanému průběhu tlaku p_2 v čas t , kde dochází k ostrým tlakovým špičkám. Trend průběhu simulovaného a měřeného tlaku p_2 v čase t je obdobný.

Na detailním průběhu simulované a měřené polohy pístnice s_1 v čase t (obr. 6.37), lze vidět nižší amplitudu simulované polohy pístnice s_1 , než u měřené polohy pístnice s_1 . Dalším poznatkem je zakmitání simulované polohy pístnice s_1 , kde u měřené polohy pístnice s_1 k tomuto jevu nedochází.



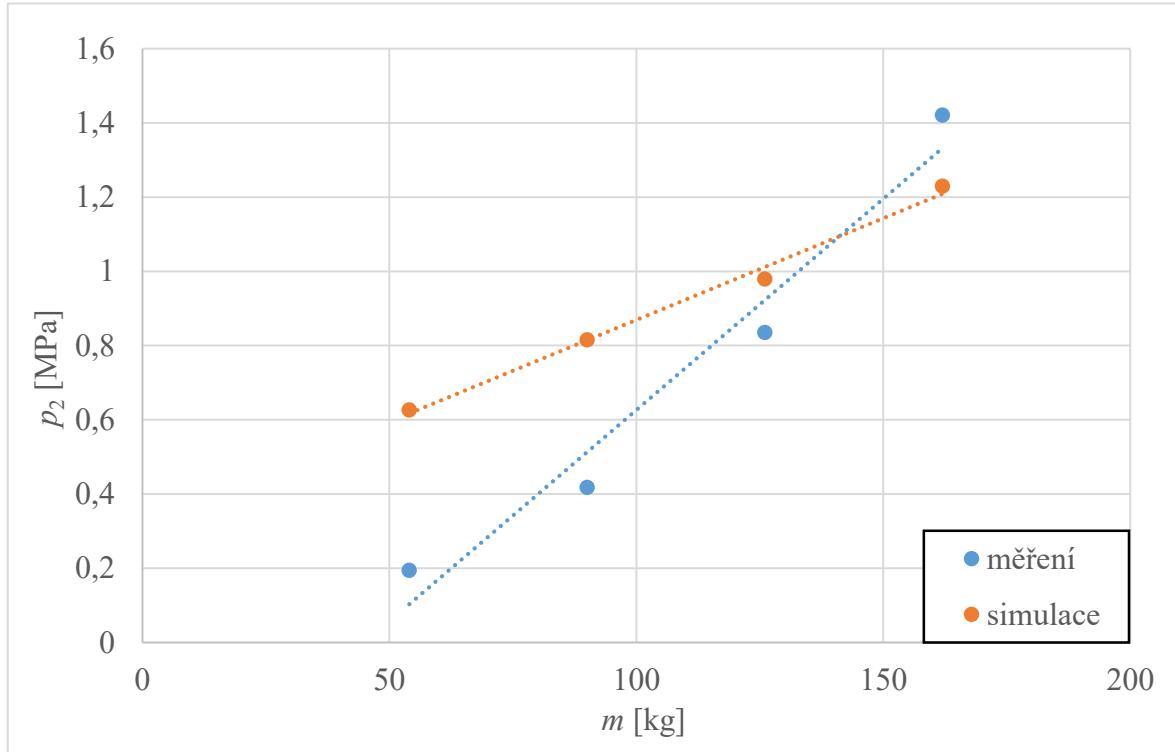
Obr. 6.36 – Detail oblasti kmitání tlaku p_2 v čase t , pro měření a simulaci se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, s připojeným dlouhým potrubím, při nastavené hmotné zátěži $m = 162$ kg



Obr. 6.37 – Detail oblasti kmitání polohy pístnice s_1 v čase t , pro měření a simulaci se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, s připojeným dlouhým potrubím, při nastavené hmotné zátěži $m = 162$ kg

6.3.2 Porovnání simulovaných a měřených průběhů tlaku p_2 a polohy s_1 , při zastavení pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, s připojeným dlouhým potrubím

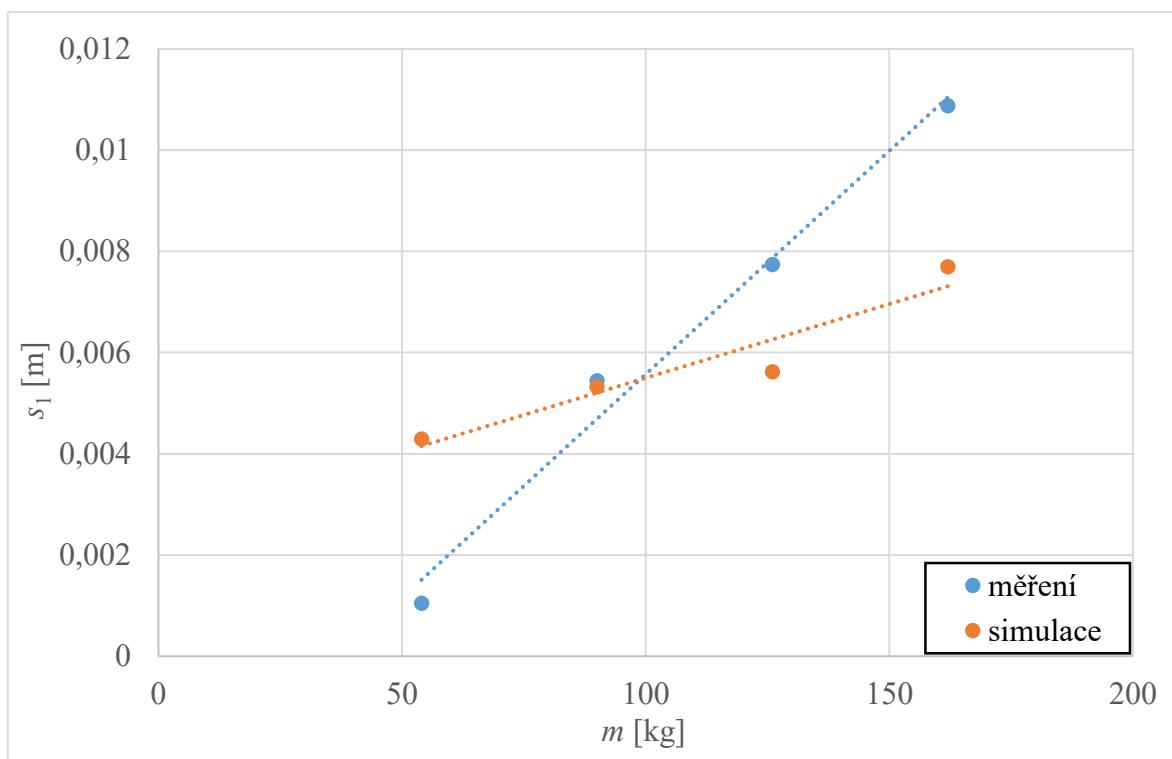
Získané amplitudy tlaku p_2 a amplitudy polohy pístnice s_1 , byly změřeny z detailních průběhů tlaku p_2 a polohy pístnice s_1 , jak je znázorněno v kapitole 5.6. Jak již bylo zmíněno v kapitole 5.6, v tomto případě nelze získat periodu kmitání tlaku p_2 , protože z takového průběhu není možné odečíst periodu kmitání, neboť je časový průběh kmitu tlaku p_2 nepravidelný až zcela deformovaný. Totéž platí pro průběh polohy pístnice s_1 v čase t , kde nedochází k periodickému kmitání, dochází pouze k překmitu.



Obr. 6.38 – Amplitudy tlaku p_2 pro měření a simulaci se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, s připojeným dlouhým potrubím, pro jednotlivé hmotné zátěže m

Na grafu amplitud tlaku p_2 (obr. 6.38), jsou mezi simulovaným a měřeným tlakem p_2 značné rozdíly. Rozdíl amplitud tlaku p_2 při nastavené hmotnosti $m = 54$ kg, je přibližně $\Delta p_2 = 0,4$ MPa a při nastavené hmotné zátěži $m = 162$ kg, je rozdíl mezi simulovanou a měřenou amplitudou tlaku $\Delta p_2 = 0,2$ MPa. Lze říci, že simulované hodnoty tlaku p_2 jsou teoretické, zatímco měřené hodnoty tlaku p_2 jsou skutečné.

Na grafu (obr. 6.39), zobrazující závislosti amplitud polohy pístnice s_1 při jednotlivých nastavených zátěžích m , jsou tyto průběhy amplitud obdobné s průběhy amplitud tlaku p_2 . Při nejnižší nastavené hmotnosti $m = 54$ kg je velikost amplitudy polohy pístnice přibližně $\Delta s_1 = 2,5$ mm a při nejvyšší nastavené hmotnosti $m = 162$ kg, je docíleno přibližné hodnoty rovněž $\Delta s_1 = 2,5$ mm.



Obr. 6.39 – Amplitudy polohy pístnice s_1 pro měření a simulaci se zastavením pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m, s připojeným dlouhým potrubím, pro jednotlivé hmotné zátěže m

7. Závěr

V této diplomové práci byla řešena problematika dynamiky chování hydraulického válce vlivem hmotné zátěže. Úvodní část byla věnována teorii, ve které byly uvedeny a detailně popsány faktory ovlivňující dynamiku hydraulických válců. Mezi tyto faktory byla zařazena kapalina hydraulických systémů, jejíž viskozita, objemový modul pružnosti a obsah volného vzduchu, značně ovlivňuje dynamiku celého hydraulického systému. Materiál hydraulického vedení patří také mezi faktory ovlivňující dynamiku hydraulických válců. Mezi takové materiály lze zařadit pryžové hadice a ocelové bezešvé trubky. Dalším faktorem, který byl uveden v teoretické části diplomové práce, je tření. Tření se vyskytuje především v hydraulickém válci a je ovlivněno jednak viskozitou kapaliny, ale především materiélem těsnění hydraulických válců.

K určení dynamického chování hydraulického válce bylo zapotřebí sestavit hydraulický obvod, pro realizaci experimentálního měření. Tato problematika byla řešena v praktické části práce. V obvodu, který byl zkonstruován v laboratoři N108, byl použit hydraulický agregát, proporcionalní rozváděč, sloužící k řízení průtoku v celém obvodu a ručně ovládaný rozváděč, který sloužil ke spouštění a zvedání hmotné zátěže pomocí hydromotoru. Dalšími nezbytnými prvky byly sedlové rozváděče, montovány na vstupu a výstupu hydraulického válce. Ty byly propojeny s elektromechanickým koncovým spínačem, při jehož sepnutí vlivem vysunutí pístnice, došlo k jejich skokovému uzavření.

Na sestaveném experimentálním obvodu byl měřen tlak za proporcionalním rozváděčem p_3 , tlak na vstupu p_1 a p_2 na výstupu z hydraulického válce a poloha vysouvání pístnice s . Měřené hodnoty byly zaznamenávány pomocí přístroje MS 5060 Plus od firmy Hydrotechnik. Takto získané hodnoty tlaků p a polohy pístnice s , byly nezbytné pro další vyhodnocování a porovnání. K porovnání byly uskutečněny tři experimenty. Během prvního experimentu došlo k zastavení pístnice v poloze $s_1 = 0,4$ m. U druhého experimentu došlo k zastavení pístnice v poloze $s_2 = 0,2$ m. Ve třetím experimentu bylo na výstupu z hydromotoru připojeno dlouhé ocelové potrubí o délce $l = 60$ m a poloha zastavení pístnice byla nastavena na hodnotu $s_1 = 0,4$ m. Během všech experimentů byla měněna hmotná zátěž, jejíž počáteční hodnota byla $m = 162$ kg a konečná $m = 54$ kg.

Během měření se zastavením pístnice v poloze s_1 došlo k pulsacím tlaku p_2 . Frekvence těchto pulsací se zvyšující se hmotností klesá. Měření se zastavením pístnice v poloze s_2 vykazuje stejnou závislost frekvence pulsací tlaku p_2 na hmotnosti m . Frekvence pulzací tlaku p_2 pro stejnou zátěž m je při zastavení v poloze s_1 vyšší než při zastavení v poloze s_2 . Velikost tlakové špičky p_2 roste se zvyšující se hmotnou zátěží m , pro zastavení pístnice v poloze s_1 i s_2 . Špičky tlaku p_2 pro stejnou hodnotu zátěže m jsou při zastavení v poloze s_1 vyšší než při zastavení v poloze s_2 . Vyhodnocení frekvence kmitání polohy pístnice je obdobné jako vyhodnocení frekvence kmitání tlaku p_2 . Velikost překmitu polohy pístnice roste se zvyšující se hmotnou zátěží m , pro zastavení pístnice v poloze s_1 i s_2 . Překmity polohy pístnice pro stejnou hodnotu zátěže m jsou při zastavení v poloze s_1 nižší než při zastavení v poloze s_2 . Příčinou je velikost objemu kapaliny pod pístnicí, na které těleso kmitá. Čím menší nastavená poloha pístnice je, tím dochází k menším tlakovým pulsacím p_2 v systému a naopak dochází k větším výchylkám polohy pístnice s .

Při měření s připojeným dlouhým potrubím na výstupu z hydraulického válce došlo k výraznému útlumu pulsací a tlakové špičky tlaku p_2 a překmitu polohy pístnice s_1 . U obou veličin bylo možné odvodit pouze velikost amplitudy, nikoli frekvenci kmitání. V porovnání s měřením se zastavením v poloze s_1 bez připojeného dlouhého potrubí, došlo k výraznému

poklesu špiček tlaku p_2 a naopak nárůstu překmitu polohy pístnice s_1 , neboť připojením dlouhého potrubí dojde ke zvětšení objemu kapaliny pod pístnicí.

Porovnání měření bylo provedeno se simulací. Byl vytvořen matematický model v programu Matlab Simulink. Takto vytvořený matematický model hydraulického obvodu odpovídá parametrům experimentálního hydraulického obvodu. Pro porovnání s matematickou simulací bylo vybráno měření se zastavením pístnice v poloze s_1 a měření se zastavením pístnice v poloze s_1 , s připojeným dlouhým potrubím.

Mezi simulovaným a měřeným vyhodnocením případu se zastavením pístnice v poloze s_1 jsou průběhy tlaku p_2 a polohy pístnice s_1 téměř shodné. U amplitud simulovaných tlaků p_2 dochází v průběhu času t k jejich poklesu v porovnání s měřením. Simulované a měřené amplitudy tlaku p_2 při jednotlivých zátěžích m jsou téměř shodné, u polohy pístnice s_1 dochází k malému rozdílu. Totéž platí pro porovnané frekvence f .

U vyhodnocením mezi simulací a měřením s připojeným dlouhým potrubím, je vidět rozdíl měřeného tlaku p_2 , který má hladší průběh oproti simulovanému tlaku p_2 , kde dochází k výrazným tlakovým špičkám. Amplitudy tlaku p_2 pro jednotlivé zátěže m , jsou s minimálními odchylkami, naopak u polohy pístnice s_1 dochází k větším odchylkám.

Použitá literatura

- [1] BOSCH Rexroth, *Fluidní technika. Průmyslová hydraulika – Základy*. RCZ 000 - 03/02.14, Brno 2014, 259 s.
- [2] PAVLOK, P. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 1*. Skripta VŠB-TU Ostrava. 2013, 156 s.
- [3] PAVLOK, P. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2*. Skripta VŠB-TU Ostrava. 2010, 150 s.
- [4] FITCH, E. C. HONG, I. T. *Hydraulic Component Design and Selection*. USA. 1997, 633 s. ISBN 0-9705922-5-6
- [5] MODELON AB. *Modeling of Hydraulic Systems*. Sweden. 2011, 127 s.
- [6] PIVOŇKA, J. a kol. *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL Praha, 1987. 623 s. 04-255-87
- [7] KORONDI, P. Models of Friction. *Robot Applications*. [online]. 2014.
http://www.mogi.bme.hu/TAMOP/robot_applications/ch07.html#ch-8.3.1
- [8] ŘEPKA, R. *Příspěvek ke zkoumání statických a dynamických vlastností regulovaného elektrohydraulického pohonu*. Ostrava 2014. Disertační práce VŠB-TUO, vedoucí práce doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.
- [9] MATLAB SimHydraulics, [online]. 2016.
<http://www.mathworks.com/help/index.html>
- [10] KOZUBKOVÁ, M. Modelování a simulace tekutinových systémů. [online]. VŠB-TU Ostrava, 2009, 194 s. <http://www.338.vsb.cz/PDF/Simulace2009.pdf>
- [11] BUREČEK, A., HRUŽÍK, L., VAŠINA, M., *Simulation of Dynamics of System with Hydraulic Lines and Linear Hydraulic Motor with Mass Load*, EPJ Web of Conferences 2013, Volume 45, article No. 01017
- [12] HRUŽÍK, L., BUREČEK, A., VAŠINA, M., *Non-destructive experimental method for determination of modulus of elasticity of hydraulic hoses*, Manufacturing Technology, Volume 15, No. 3, p. 344-350 (2015).
- [13] KOPÁČEK, J. *Vzduch v minerálním oleji a jeho měření*. Strojírenství 36, 1986, Nr. 1, pp. 656-662.
- [14] NEPRAŽ, F., NEVRLÝ, J., PEŇÁZ, V., TŘETINA, K. *Modelování systémů s hydraulickými mechanizmy*. Brno: Bosch Rexroth s.r.o., 2002, 173 s. ISBN 80-214-2187-8.
- [15] NOSKIEVIČ, J. *Dynamika tekutinových mechanizmů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava 1995. 172 s. ISBN 90-7078-297-8.
- [16] BUREČEK, A., HRUŽÍK, L. *Simulation of Hydraulic Circuit with Linear Hydraulic Motor with Mass Load and Dynamic Characteristics* - Journal of applied science in the thermodynamics and fluid mechanics, Vol. 5, No. 2/2011, ISSN 1802-9388.
- [17] KOPÁČEK, J., ŠUBERT, J. *Objemový modul pružnosti pryžových hadic*. Strojírenská výroba, 28, 1980, č. 12.
- [18] HRUŽÍK, L., BUREČEK, A., VAŠINA, M., *Non-stationary flow of hydraulic oil in long pipe*, EPJ Web of Conferences 2014, Volume 67, article No. 02042 (2014).