



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

NÁVRH KONSTRUKCE RYCHLÉHO ELEKTROMAGNETICKÉHO VENTILU SEMIAKTIVNÍHO TLUMIČE

THE DESIGN OF FAST ELECTROMAGNETIC VALVE FOR SEMIACTIVE DAMPER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Vít Žižlavský

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Zbyněk Strecker, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Bc. Vít Žižlavský**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Konstrukční inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Zbyněk Strecker, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

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

Návrh konstrukce rychlého elektromagnetického ventilu semiaktivního tlumiče

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Předpokladem pro dobře fungující semiaktivní odpružení automobilu zlepšující přítlak kola na vozovku je rychlá reakce tlumiče na řídicí signál. Experimentálně bylo ověřeno, že časová odezva tlumiče 2 ms je dostatečná. Takové odezvy je v současnosti schopen dosáhnout pouze magnetoreologický tlumič. Magnetoreologická kapalina je ale drahá a její použití v tlumiči klade vysoké požadavky na těsnění. Urychlení reakční doby semiaktivních tlumičů s elektromagnetickým ventilem by mohlo drahé magnetoreologické tlumiče nahradit.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Výstup práce: aplikovaný výsledek (Fužit, Fprum, Gprot, Gfunk, R)

Projekt: specifický vysokoškolský výzkum

Cíle diplomové práce:

Hlavním cílem je návrh nové konstrukce elektromagnetického ventilu semiaktivního tlumiče se zkrácenou dobou odezvy.

Dílčí cíle diplomové práce:

- analyzovat konstrukční řešení stávajících elektromagnetických ventilů v tlumičích,
- identifikovat hlavní příčiny dlouhé reakční doby těchto ventilů,
- navrhnout a realizovat nové konstrukční řešení elektromagnetického ventilu,
- experimentálně ověřit funkci nově navrženého ventilu.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení.

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 – 50 stran textu bez obrázků).

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<http://ustavkonstruovani.cz/texty/magisterske-studium-ukonceni/>

Seznam doporučené literatury:

STRECKER, Z., I. MAZŮREK, J.ROUPEC a M. KLAPKA. Influence of MR damper response time on semiactive suspension control efficiency. *Meccanica*. 2015, 50(8), 1949-1959. ISSN 0025-6455. Dostupné z: doi:10.1007/s11012-015-0139-7

DIXON, J. C. The shock absorber handbook. 2nd ed. Chichester, England: John Wiley, c2007. ISBN 047051700X.

TAO, G., H.Y. CHEN, Y.Y. J a Z.B. HE. Optimal design of the magnetic field of a high-speed response solenoid valve. *Journal of Materials Processing Technology* [online]. 2002, 129(1-3), 555-558 [cit. 2020-10-20]. ISSN 09240136. Dostupné z: doi:10.1016/S0924-0136(02)00633-7

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

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Práce se zaměřuje na návrh rychlého elektromagnetického škrticího ventilu pro semiaktivní DCC tlumič. Současné DCC tlumiče pracují se silovou odezvou nad 10 ms, což není vyhovující pro rychlou semiaktivní regulaci podvozků vozidel. Pro zlepšení kvality regulace je třeba odezvu zkrátit. Požadované odezvy je dosaženo navržením nového elektromagnetického aktuátoru pro originální CES ventil. Aktuátor je urychlen omezením indukce vířivých a snížením hmotnosti pohyblivých částí. Nové řešení ventilu přispělo ke zkrácení odezvy tlumiče až o 28 % na 8,1 ms. Výsledky prokázaly, že elektromagnetický aktuátor má na odezvu menší vliv než přestavení hlavního šoupátka vlivem servoučinku. Další významné urychlení pomocí aktuátoru již nelze očekávat.

KLÍČOVÁ SLOVA

Elektromagnetický ventil, solenoidový ventil, semiaktivní tlumič, zkrácená doba odezvy, proporcionální ventil.

ABSTRACT

This diploma thesis's focuses on the mechanical design of fast solenoid throttle valve for DCC semiactive damper. Current DCC dampers work with a time response of over 10 ms, which is not suitable for fast semiactive control of vehicle chassis. The time response needs to be shortened, to improve quality of regulation. The required time response is achieved by new fast electromagnetic actuator for original CES valve. The actuator has been accelerated by reducing induction of eddy currents and by reducing weight of moving parts. New valve helped to reduce the time response of damper by 28 % to 8,1 ms. The results proved, that the time response is affected more by speed of the servo effect, which is closing main orifice, than by electromagnetic actuator. There is no more potential in accelerating CES valve by actuator.

KEYWORDS

Electromagnetic valve, solenoid valve, semiactive shock absorber, short time response, proportional valve.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŽIŽLAVSKÝ, Vít. *Konstrukce rychlého elektromagnetického ventilu semiaktivního tlumiče*. Brno, 2021, 116 s. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí diplomové práce Ing. Zbyněk Strecker, Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu práce Ing. Zbyňku Streckerovi, Ph.D. za odborné rady a pomoc při řešení problematiky práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Michalu Kubíkovi, Ph.D. za pomoc s analýzou hydraulických dějů v tlumiči. V neposlední řadě patří mé poděkování rodině, která mi svou podporou umožnila řešení práce.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Zbyňka Streckera, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

ABSTRAKT	1
KLÍČOVÁ SLOVA	1
ABSTRACT	1
KEYWORDS	1
BIBLIOGRAFICKÁ CITACE	3
PODĚKOVÁNÍ	5
PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE	5
OBSAH	7
1 ÚVOD	11
2 SHRUTÍ SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	13
2.1 Základní druhy tlumičů	13
2.2 Pasivní tlumiče	13
2.2.1 Dvouplášťové tlumiče pérování	13
2.2.2 Jednoplášťové tlumiče kmitů (vysokotlaké)	15
2.2.3 Tlumiče s oboustrannou pístitnicí	16
2.3 Adaptivní systémy tlumení	16
2.4 Semiaktivní systémy tlumení	17
2.4.1 Tlumiče DCC systémů	17
2.4.2 Motocyklové tlumiče s proměnnou charakteristikou	19
2.4.3 Tlumiče CDC systémů	20
2.4.4 Magnetoreologické tlumiče	21
2.5 Aktivní tlumení	24
2.6 Konstrukční řešení ventilů	24
2.6.1 Ventil DCC tlumiče od firmy Öhlins	24
2.6.2 CDC ventil	28
2.6.3 Vysokorychlostní ventil přistávacího podvozku	30
2.6.4 Vysokorychlostní ventil pro vstřikování paliva	31
2.6.5 Nepřímo řízený elektromagnetický servoventil	32

2.6.6	Přímo řízený elektromagnetický servoventil	33
2.6.7	Piezoelektrické aktuátory	34
2.7	Optimalizace magnetického obvodu	36
2.7.1	Minimalizace vířivých proudů volbou vhodného materiálu	36
2.7.2	Minimalizace vířivých proudů tvarovým přístupem	36
2.7.3	Užití materiálu s vysokou permeabilitou	37
2.8	Multifyzikální model ventilu	38
2.8.1	Analytické řešení	38
2.8.2	Numerické řešení	38
2.9	Charakteristiky tlumiče	39
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	41
3.1	Analýza problému	41
3.2	Analýza řešení	42
3.3	Cíl práce	43
3.4	Požadavky na ventil	44
3.5	Výstup práce	44
4	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	45
4.1	Koncept 1 – přímý ventil	45
4.1.1	Princip práce ventilu	45
4.1.2	Vykreslení sil působících na šoupátko	46
4.1.3	Zhodnocení	47
4.2	Koncept 2 – úprava CES ventilu	47
4.2.1	Úprava hydraulického obvodu	47
4.2.2	Úprava magnetického aktuátoru	48
4.2.3	Zhodnocení	50
4.3	Výběr vhodného konceptu	50
4.4	Postup práce	50
4.5	Určování parametrů CES ventilu	51
4.5.1	Měření odezvy DCC tlumiče	51
4.5.2	Měření odezvy CES aktuátoru	57
4.5.3	Měření síly CES aktuátoru	59
4.5.4	Magnetostatická simulace CES aktuátoru	61
4.5.5	Simulace pro zjištění materiálů obvodu	62
4.5.6	Obecné nastavení transientní simulace magnetického pole	63

4.5.7	Simulace pro zjištění vlivu vířivých proudů na odezvu aktuátoru	66
4.6	Simulace hydraulického obvodu	67
4.6.1	Model tlumiče	67
4.6.2	Model hlavního šoupátka	68
4.6.3	Model řídicího šoupátka	71
4.6.4	Porovnání modelu s měřením	72
4.6.5	Výsledky modelu	73
5	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	78
5.1	Návrh aktuátoru	78
5.1.1	Volba materiálů magnetického obvodu	78
5.1.2	Tvarová optimalizace magnetického obvodu	80
5.1.3	Simulace pro určení odezvy nového aktuátoru	86
5.1.4	Konstrukční řešení nového aktuátoru	87
5.2	Měření charakteristik nového ventilu	91
5.2.1	Měření síly aktuátoru	91
5.2.2	Měření odezvy aktuátoru	92
5.2.3	Měření odezvy tlumiče	93
6	DISKUZE	98
7	ZÁVĚR	100
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	101
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	104
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	106
11	SEZNAM TABULEK	111
12	SEZNAM PŘÍLOH	112
	PŘÍLOHA 1	113
	PŘÍLOHA 2	117

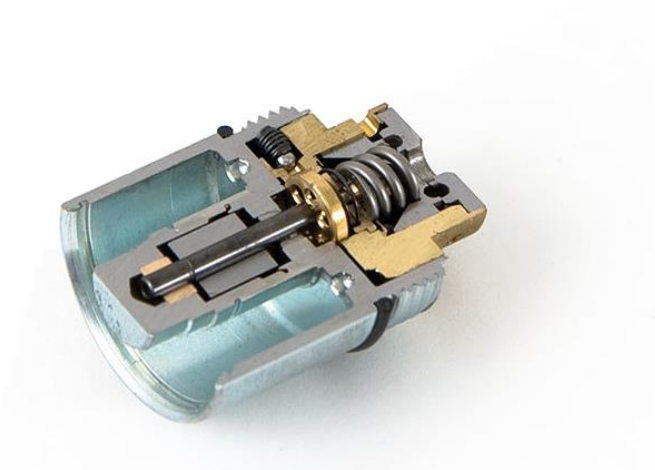
1 ÚVOD

Úkolem automobilových tlumičů je zajišťovat přítlak vozidla k vozovce a zároveň poskytovat posádce dostatečný komfort jízdy. Oba tyto požadavky standardní kapalinové tlumiče nemohou zajistit, a proto jejich naladění vyžaduje kompromisy. Možným řešením je využití tlumičů s proměnnou charakteristikou, které jsou řízeny semiaktivním algoritmem. Mezi semiaktivní systémy tlumení můžeme řadit kapalinové CDC a DCC systémy s elektromagnetickým ventilem nebo magnetoreologické tlumiče.

Pro zajištění okamžitých reakcí na stav vozovky a naklonění vozidla je třeba, aby odezva silové charakteristiky tlumičů probíhala v řádech jednotek milisekund [1]. Tento požadavek v současné době standardní kapalinové DCC a CDC systémy nesplňují. Alternativní magnetoreologické tlumiče se vyznačují výrazně rychlejší odezvou, která u nejlepších typů dosahuje 1,5 ms [2].

Tlumicí síla v tlumiči vzniká hydraulickým odporem ve ventilu, kterým je protlačována jeho olejová náplň. Podstatou tlumičů s proměnnou charakteristikou, je schopnost měnit průřez tohoto ventilu. Tlumiče CDC a DCC systémů jsou vybaveny elektromagnetickým ventilem **Obr. 1-1**, zatímco u magnetoreologických tlumičů je regulována zdánlivá viskozita [1] kapaliny magnetickým polem působícím na magnetické částice. Především vysoká cena magnetoreologické kapaliny, její sedimentace a abrazivní účinky brání jejich širšímu uplatnění. Největší nevýhodou standardních kapalinových tlumičů s proměnnou charakteristikou je rychlost odezvy. Tento parametr je ve velké míře ovlivněný právě konstrukcí elektromagnetických ventilů a konfigurací jejich hydraulického a magnetického obvodu.

Cílem této práce je analyzovat vlivy, které zpomalují odezvy tlumičů s proměnnou charakteristikou. Dále navrhnout konstrukční úpravy stávajících ventilů, které dokážou přiblížit odezvy hydraulických tlumičů magnetoreologickým, a to bez nežádoucích efektů vyvolaných magnetickými částicemi v kapalině.



Obr. 1-1 CES ventil výrobce Öhlins [3]

2 SHRNU TÍ SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Základní druhy tlumičů

Tlumič kmitů je zařízení, které klade odpor proti pohybu, čímž brání rozkmitání stroje nebo jeho součásti [4]. Pracuje na fyzikálním principu přeměny energií. Mění kinetickou energii kmitání soustavy v jiné formy energie, primárně však v tepelnou. Z hlediska konstrukce můžeme tlumiče dělit do několika kategorií, jako jsou například tlumiče deformační, třecí nebo kapalinové. Pro tuto práci jsou podstatné pouze kapalinové teleskopické tlumiče [4], kterým bude v následujících kapitolách věnována pozornost.

2.2 Pasivní tlumiče

Jedná se o takové druhy tlumičů, kde je jejich charakteristika dána výrobou a dále ji už nelze upravovat.

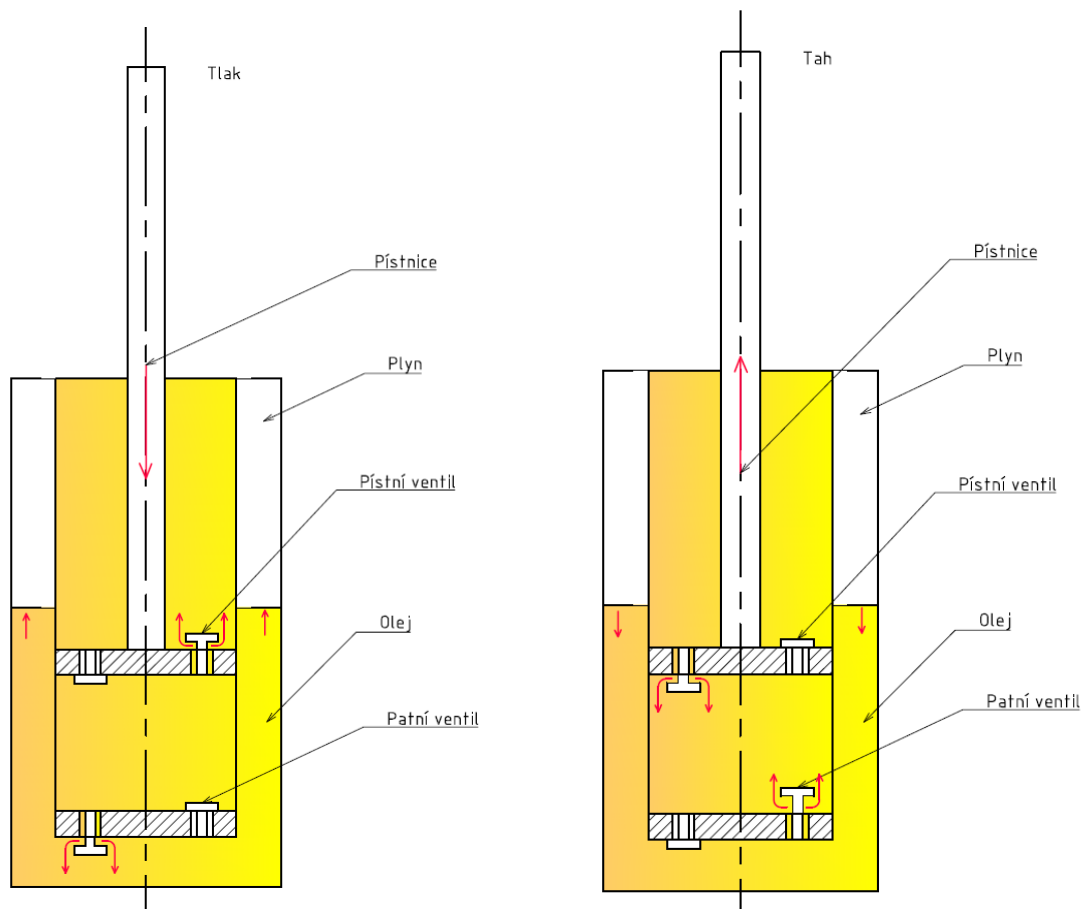
2.2.1 Dvouplášťové tlumiče pérování

Kapalinové tlumiče pérování

U hydraulického dvouplášťového tlumiče se píst pohybuje ve válci napuštěném olejem. Při stlačování tlumiče vzniká pod pístem oblast vyššího tlaku a nad pístem nižšího. Tlumicí efekt je vyvolán ventily v pístu (roztahování) [4] a patními ventily (stlačování), kterými se snaží olej vyrovnávat tyto tlaky. Dochází ke změně geometrie prostoru pro olej [4]. Objem se zmenšuje nebo zvětšuje v důsledku zasouvání či vysouvání pístnice a v důsledku změny teploty. Objemové rozdíly se vyrovnávají použitím dalšího pláště fungujícího jako zásobník oleje. Je nazýván kompenzační komorou. Druhý plášť je naplněn olejem jen částečně, zbytek tvoří plyn, který vyrovnává objemové změny. Řešení je náchylné na proniknutí plynu do vnitřního pláště, což naprosto mění charakteristiku tlumiče. Vnitřní plášť je vybaven odvzdušňovacím kanálkem, který je umístěn těsně pod ucpávkou. Proniknutí vzduchu je třeba předcházet vhodnou montáží a volit pracovní pozici tlumiče nakloněnou maximálně o 45 ° proti svislému směru [4].

Když dojde k zatížení v tlaku **Obr. 2-1**, nad pístem se tvoří oblast nižšího tlaku a pod pístem vyššího. Pístním ventilem tedy proudí olej do horní komory směrem nad píst, aby se tlaky vyrovnaly. Objem vytlačený pístnicí protéká skrz patní ventil do vnějšího pláště a tvoří hlavní tlumicí efekt [4]. Hladina oleje roste a plyn je stlačován.

Při zatížení v tahu **Obr. 2-1** je olej v komoře nad pístem stlačován. To znamená, že skrz pístní ventil olej proudí směrem pod píst a tvoří hlavní tlumicí efekt tlumiče [4]. Patním ventilem je doplňován rozdíl objemu ze zásobníku ve vnějším plášti. Plyn se roztahuje a hladina oleje klesá.



Obr. 2-1 Tok oleje dvouplášťovým hydraulickým tlumičem v tlaku a v tahu

Plyno-kapalinové tlumiče pérování

Tento tlumič pracuje obdobně jako zmiňovaný hydraulický dvouplášťový tlumič. Plynová náplň je natlakovaná pod tlakem přibližně 20 bar [5]. Tato úprava má redukovat velikost bublin při pění oleje v kompenzační komoře, které je vyvoláno rychlými zátěžnými cykly.

2.2.2 Jednoplášťové tlumiče kmitů (vysokotlaké)

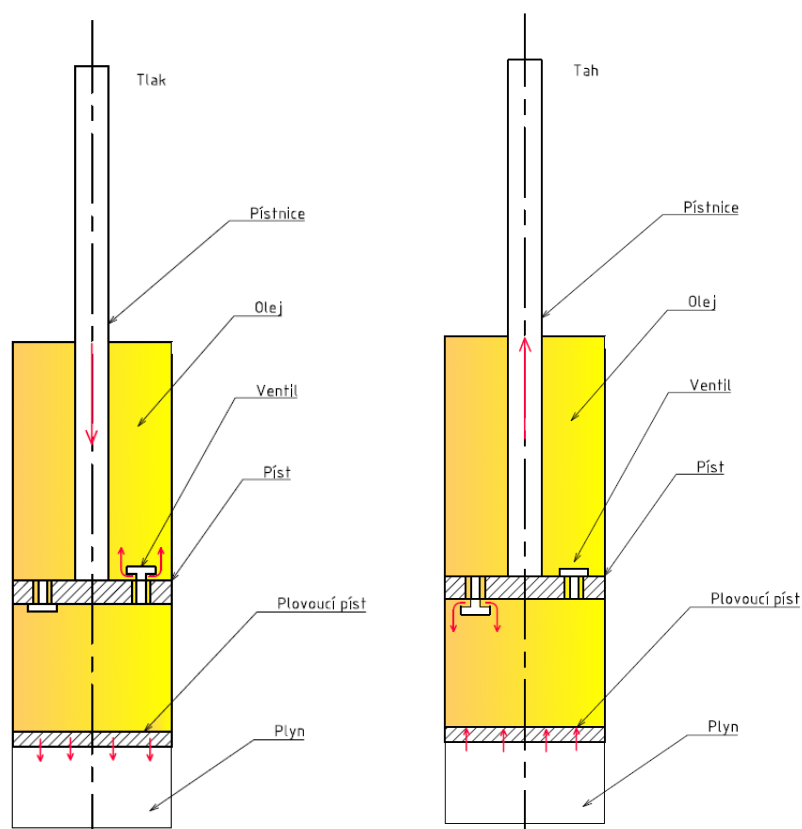
Jak už název napovídá, tlumič má pouze jeden plášť. Aby bylo možné kompenzovat změny objemu, je tlumič vybaven dvěma písty **Obr. 2-2**. Jeden píst je standardní píst s ventily či planžetami, ke kterému je připojena pístnice. Druhý je plovoucí píst oddělující část s plynem, která má funkci kompenzační komory [4]. Stálé natlakování tlumiče na tlak 15–20 bar [5] zabraňuje kavitaci. Při průtoku oleje je sice ve ventilu vyvolán tlakový rozdíl, ale tlak nikdy neklesne na hodnotu, při které by mohlo dojít ke kavitaci [4].

Tlak

Při zatížení tlakem se nad pístem tvoří oblast nižšího tlaku a pod pístem vyššího **Obr. 2-2**. Olej tedy proudí skrz pístový ventil do oblasti nad píst. Objemový rozdíl vytvořený pístnicí je vyrovnán stlačením vzduchu.

Tah

Při zatížení tahem vzniká oblast nižšího tlaku v komoře pod pístem a vyššího nad pístem **Obr. 2-2**. Pístovým ventilem proudí olej směrem pod píst. Objemový rozdíl vytvořený pístnicí je vyrovnán roztažením vzduchu a posunem plovoucího ventilu.

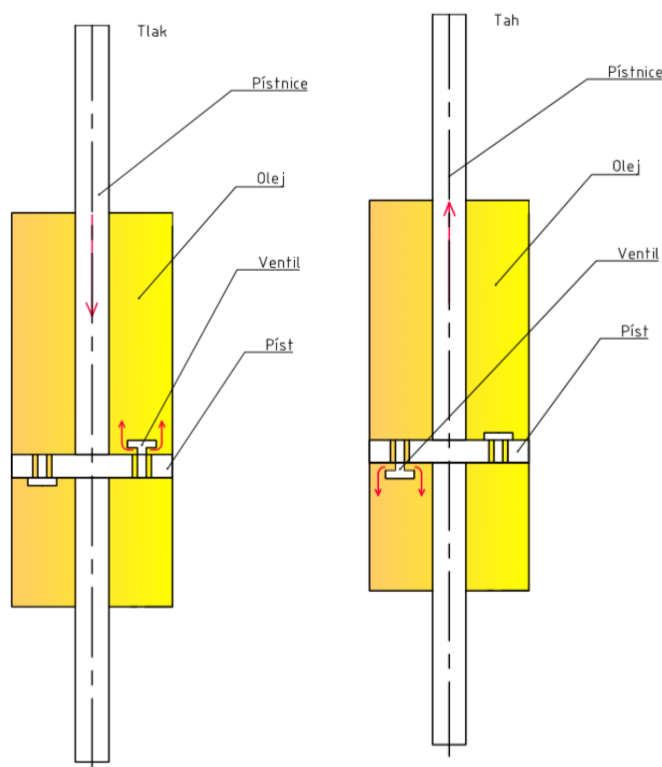


Obr. 2-2 Schéma jednoplášťového vysokotlakého tlumiče

2.2.3 Tlumiče s oboustrannou pístoní

Tento typ tlumiče **Obr. 2-3** pracuje bez zvýšeného tlaku a jakékoliv plynové náplně, protože se nemění vnitřní objem zaujímaný pístoní. Výhodou je užití pouze pístoních ventilů a jednoho pláště. Nevýhodou je potřeba zatěsnit pístoní na obou stranách tlumiče.

Pracovní cyklus je obdobný pro tlak i tah, protože dochází k přetékání oleje z prostoru nad pístem do prostoru pod pístem a naopak.



Obr. 2-3 Tlumič s oboustrannou pístoní v tahu i v tlaku

2.3 Adaptivní systémy tlumení

Jsou takové systémy, které využívají tlumičů s proměnnou charakteristikou. Toho lze dosáhnout buď pomocí mechanického ventilu, nebo elektromagnetického ventilu [4].

Mechanické ventily je možné ovládat šroubkem a měnit jejich nastavení v širokém spektru. Bohužel nastavení musí být prováděno v dílně před jízdou a v průběhu jízdy se nedá upravovat [4]. Elektricky řízené ventily umožňují regulovat nastavení i za jízdy, ale obecně jen v několika stupních.

2.4 Semiaktivní systémy tlumení

Tyto systémy opět využívají tlumičů s proměnnou charakteristikou, které jsou řízeny semiaktivním algoritmem. Jedná se o tlumiče schopné rychle reagovat na odezvy ze senzorů na vozidle a měnit v řádu milisekund svou charakteristiku. Tlumič na každém kole může být regulován zvlášť [5].

Okamžité reakce jsou důležité zejména z hlediska maximálního přitlaku kola k vozovce. Experimenty dokázaly, že doba odezvy má na vlastnosti semiaktivních tlumičů vliv z hlediska účinnosti řídicích algoritmů. Při použití tlumiče s odezvou 20 ms je přínos semiaktivních algoritmů oproti adaptivnímu systému minimální [1]. S klesající dobou odezvy je možné výrazně zvýšit účinnost řídicího algoritmu. Nejlepších výsledků přitlaku bylo dosaženo pro dobu odezvy 1,5 ms [1], což byla nejnižší zkoumaná hodnota. Zlepšení komfortu lze dosáhnout i s pomalým tlumičem (20 ms), ale opět zde platí, že čím kratší odezva, tím je účinnost algoritmu vyšší [1]. Za dobu odezvy se považuje čas mezi spuštěním řídicího signálu a nárůstem tlumicí síly o 63 % požadované hodnoty [1].

Samotný tlumič pak bývá řešen jako dvouplášťový, nebo tříplášťový vybavený elektromagnetickým ventilem [6]. Dalším typem tlumiče pro semiaktivní systémy je tlumič magnetoreologický, kde zdánlivá viskozita kapaliny závisí na magnetickém poli [2].

2.4.1 Tlumiče DCC systémů

Dynamic Chasis Control je systém semiaktivních tříplášťových tlumičů používaný firmou Volkswagen. Tlumiče k tomuto systému dodává výrobce Tenneco [7]. Každý tlumič může být regulován zvlášť a jeho charakteristika může být měněna podle nastaveného režimu. Tyto režimy jsou sport, normal a comfort.

Režimy

Ve sportovním režimu je ventil přiškrcený a tlumicí síla je větší. Tlumiče se snaží dosáhnout maximálního kontaktu kola a vozovky.

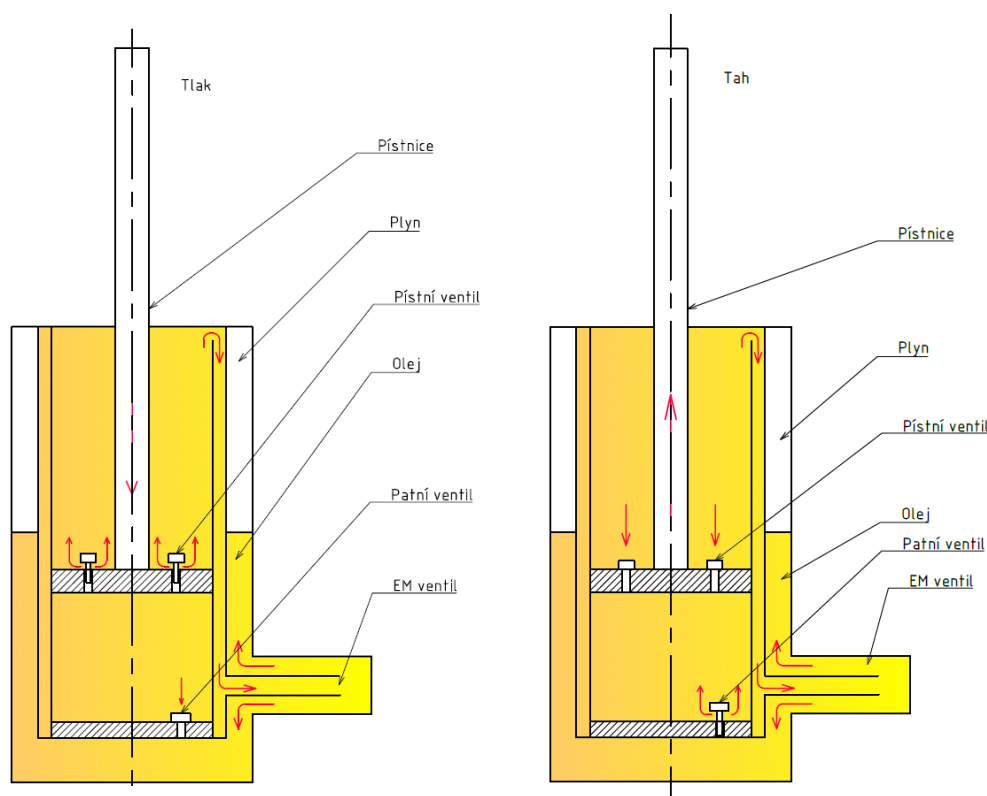
V režimu comfort je ventil otevřený, tlumicí síla je výrazně menší. Hlavním úkolem je zajistit vysoký komfort posádky.

V režimu normal je ventil otevřený více než v režimu sport. V tomto režimu je snaha vyvážit pozitiva i negativa dvou předchozích režimů.

Popis pracovního cyklu tlumiče

Při stlačování tlumiče **Obr. 2-4** je píst posouván vnější silou směrem dolů. Ventily v pístu se nadehčí a olej se přesouvá z komory pod pístem do komory nad pístem. Přebytek oleje vzniklý zasouváním pístní tyče je vytlačen do dutiny mezi vnitřním a prostředním pláštěm. Odsud proudí do elektromagnetického ventilu. Magnetický ventil může měnit svůj průřez, a tedy i útlum tlumiče [7]. Z ventilu olej vytéká do kompenzační komory mezi vnějším a středním pláštěm.

Při natahování tlumiče **Obr. 2-4** se ventily v pístu zavřou. Olej je protlačován z prostoru nad pístem do prostoru mezi prvním a druhým pláštěm. Odtud olej proudí do elektromagnetického ventilu. Z ventilu olej pokračuje do prostoru mezi třetím a druhým pláštěm. Tlak v plynu se uvolňuje a otevírá ventil na spodní straně prvního pláště, kudy se olej doplňuje zpět do prostoru pod pístem [7].



Obr. 2-4 Princip funkce DCC tlumiče společnosti Monroe

Prvky vyvolávající hlavní tlumicí účinek

V tlaku [7]:

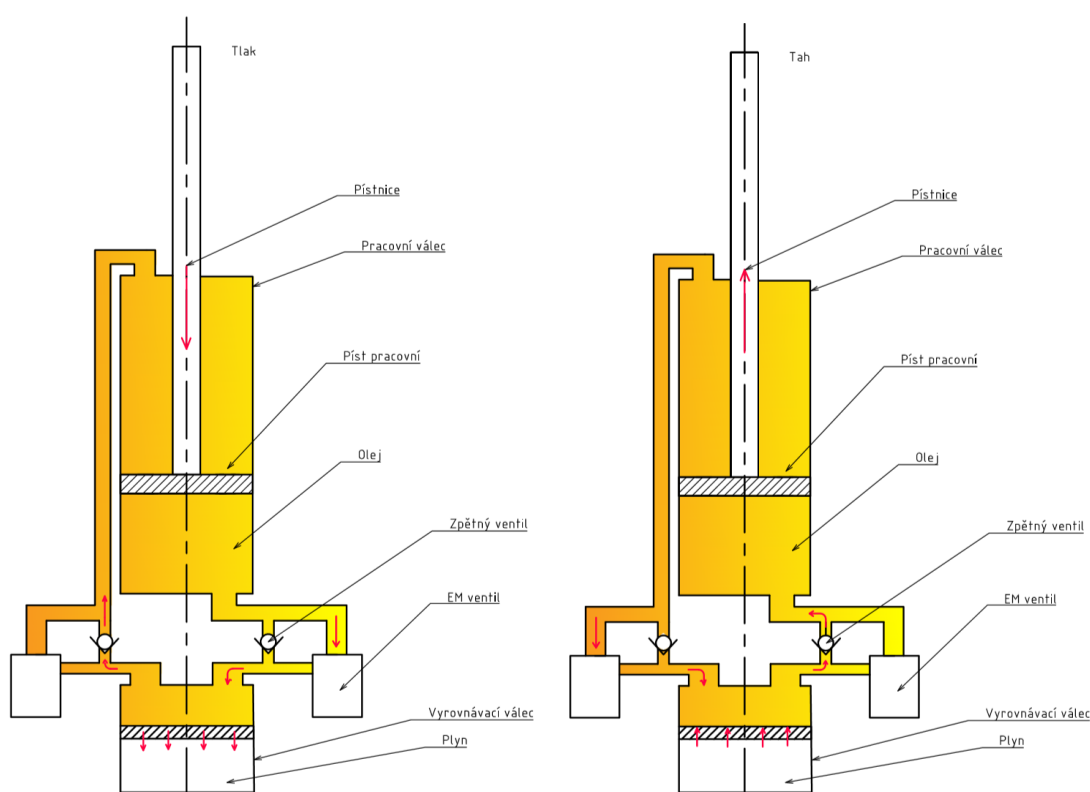
- Pístní ventily
- Nastavitelný elektromagnetický ventil

V tahu brzdí kapalinu [7]:

- Patní ventil
- Nastavitelný elektromagnetický ventil

2.4.2 Motocyklové tlumiče s proměnnou charakteristikou

Švédský výrobce Öhlins se specializuje na výrobu tlumičů pro motocykly a terénní kola [3]. Jejich konstrukce tlumiče s proměnnou charakteristikou využívá dvouválcové koncepce **Obr. 2-5**. Ve válci se pohybuje píst připojený na pístnici. Ve vyrovnávacím válci je olej oddělený [8] plovoucím pístem. CES ventil **kapitola 2.6.1** použitý v této koncepci je jen jednosměrný, proto je třeba v této koncepci použít dvou ventilů [8].



Obr. 2-5 Konstrukce tlumiče s proměnnou charakteristikou pro motocykly a terénní kola

Popis funkce

Při zatížení tlakem **Obr. 2-5** vzniká přetlak pod pracovním pístem. Pravý zpětný ventil je zavřený a olej protéká skrz pravý regulovatelný EM ventil směrem do vyrovnávacího válce. Plovoucí píst stlačuje plynovou náplň. Nižší tlak nad pístem je vyrovnáván skrz zpětný ventil na levé straně [8].

Při zatížení tahem **Obr. 2-5** se situace otáčí. Přetlak vzniká nad pracovním pístem a olej proudí přes levý regulovatelný ventil směrem do vyrovnávacího válce. Plyn se roztahuje a posouvá vyrovnávací ventil. Nižší tlak pod válcem je vyrovnáván skrz zpětný ventil na pravé straně [8].

Výhody

Velkou výhodou využití dvou ventilů je skutečnost, že ventil, který zrovna nepracuje, se může připravit do pracovní pozice [8]. Má na to čas, který odpovídá délce poloviny pracovního cyklu tlumiče. Díky tomu není takový požadavek na rychlost odezvy ventilu [8].

2.4.3 Tlumiče CDC systémů

CDC neboli Continuous damping control je systém semiaktivních tlumičů vyvíjený německou společností ZF Friedrichshafen AG. [4].

Dostupné jsou v tuto chvíli tři verze [6]:

- dvouplášťová s ventilem uvnitř tlumiče,
- tříplášťová s ventilem mimo tlumič,
- tříplášťová se dvěma ventily mimo tlumič.

CDCi tlumič s ventilem uvnitř

Jedná se o koncepci dvouplášťového tlumiče **Obr. 2-6**, kde jsou pístní ventily nahrazeny elektromagnetickými [6]. Tok oleje tlumičem odpovídá toku oleje standardním dvouplášťovým tlumičům z **kapitoly 2.2.1**. Tento systém se vyznačuje nízkou hmotností a malými rozměry. A nabízí vlastnosti běžné standardním CDC tlumičům. Mezi jeho výhody je možné řadit menší počet součástí díky dvouplášťové konstrukci [6].

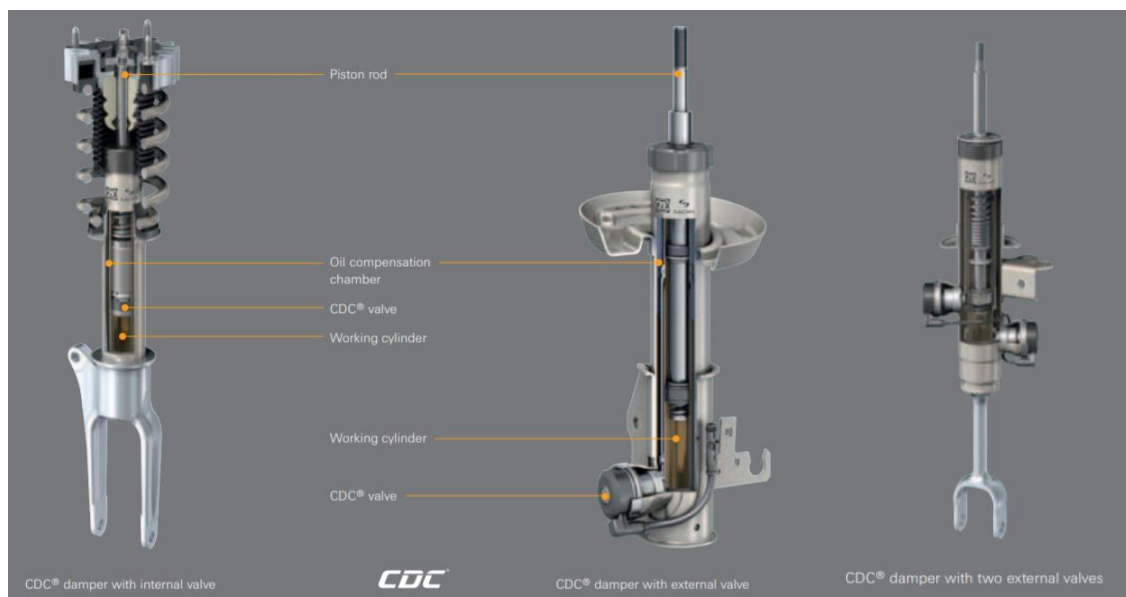
Velkými problémy konstruktérů je malý zástavbový prostor uvnitř tlumiče [6] a problém s elektrickým připojením. Z tohoto důvodu tento typ tlumičů není tak často využíván [6].

CDCe tlumič s vnějším ventilem

Tento typ tlumiče **Obr. 2-6** používá obdobnou koncepci jako DCC tlumič výrobce Tenneco **kapitola 2.4.1**. Jedná se o tříplášťový tlumič s EM ventilem umístěným na vnějším plášti tlumiče. Díky této koncepci proudí olej jedním směrem, nemusí se tedy jednat o dvoucestný ventil jako v případě tlumiče s vnitřním ventilem [6].

CDCe tlumič s dvěma vnějšími ventily

Oproti předchozímu typu má přidán jeden ventil navíc. Přídavný ventil je napojený obdobně na střední komoru jako u běžné tříplášťové koncepce **kapitola 2.4.1**. Toto řešení přináší vyšší bezpečnost systému, kdy i po výpadku jednoho ventilu tlumič stále plní svou funkci **Obr. 2-6** [6]. Používá se zejména u těžších strojů a automobilů.



Obr. 2-6 CDC tlumiče společnosti ZF Sachs [6]

2.4.4 Magnetoreologické tlumiče

Magnetoreologický tlumič dále jen MR tlumič je specifický typ tlumiče s proměnnou charakteristikou. Tlumiče využívají jednoplášťovou koncepci. Podstatou jejich funkce je změna zdánlivé viskozity magnetoreologické kapaliny [1]. Magnetoreologická kapalina je suspenze magnetických částic v nosném oleji [9]. Když na částice působí magnetické pole, začnou se skládat do řetězců ve směru siločar magnetického pole [2].

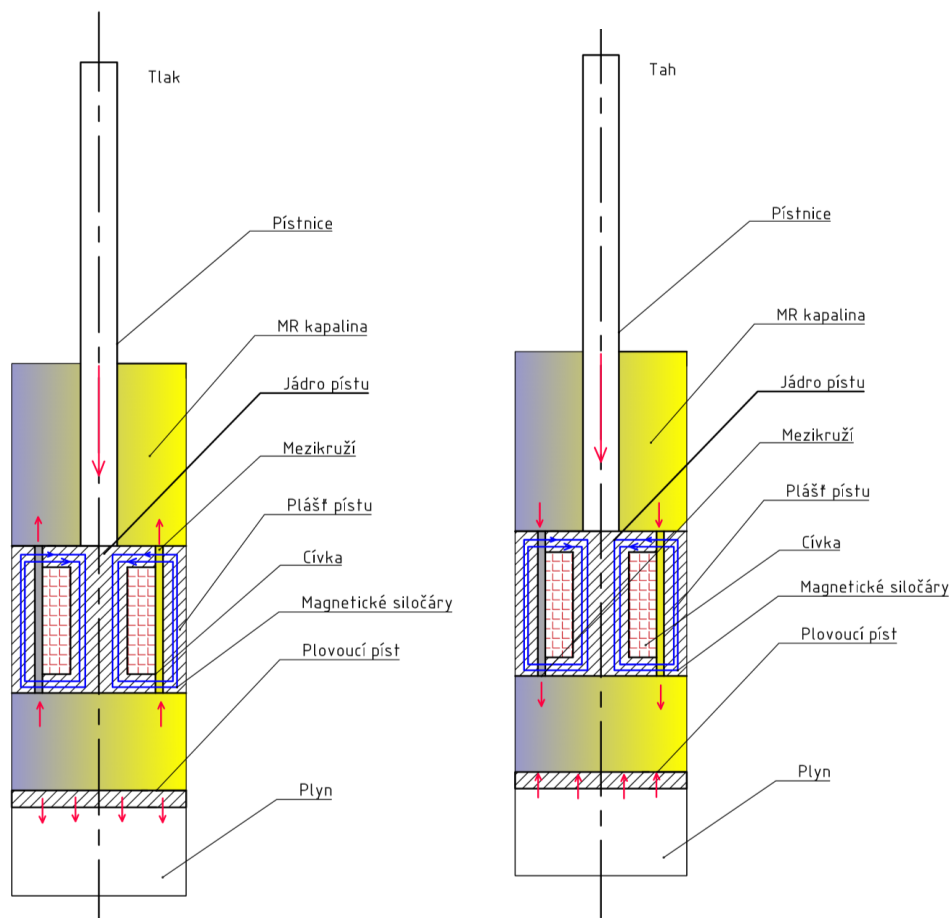
Princip funkce tlumiče

Na **Obr. 2-7** je zobrazen MR tlumič. Pracovní píst je vytvořen z feromagnetického materiálu. Skrz píst vedou drážky pro průtok oleje. Zdrojem magnetického pole je cívka umístěná v pístu [2]. Po připojení proudu k cívce vznikne v jádře magnetické pole. Částice MR kapaliny se naskládají do řetězců [2], které brání volnému průtoku oleje. Tyto hydraulické ztráty jsou tedy hlavní složkou tlumicí síly. Podle intenzity magnetického pole je možné regulovat charakteristiku tlumiče [9]. Nejrychlejší tlumiče mohou dosahovat odezvy kratší než 1,5 ms [2]. Další výhodou je konstrukční jednoduchost tlumiče a nízký počet součástí. Mezi největší nevýhody patří vysoká cena MR kapaliny a její abrazivní účinky, které výrazně snižují životnost. Pro prodloužení životnosti je třeba tlumič navrhovat z odolnějších materiálů, což vede k opětovnému nárůstu ceny [9].

Pracovní cyklus tlumiče

Je velice podobný pracovnímu cyklu jednoplášťového hydraulického tlumiče. Tlumič pracuje při tlacích okolo 30 bar. Při stlačování tlumiče **Obr. 2-7** se vytváří oblast vyššího tlaku v zásobníku pod pístem. Tento tlakový gradient generuje mezikružím v aktivní zóně. Ztrátový koeficient se řídí právě změnou magnetického pole. Plovoucí píst se posouvá dolů, protože se k objemu náplně přičítá objem pístnice.

V tahu vzniká oblast vyššího tlaku nad pístem. Tlakový gradient vzniká průtokem oleje mezikružím. Plovoucí píst se pohybuje směrem nahoru, aby vyrovnal objem pístnice, která opouští vnitřek tlumiče.



Obr. 2-7 Magnetoreologický tlumič v tlaku a v tahu

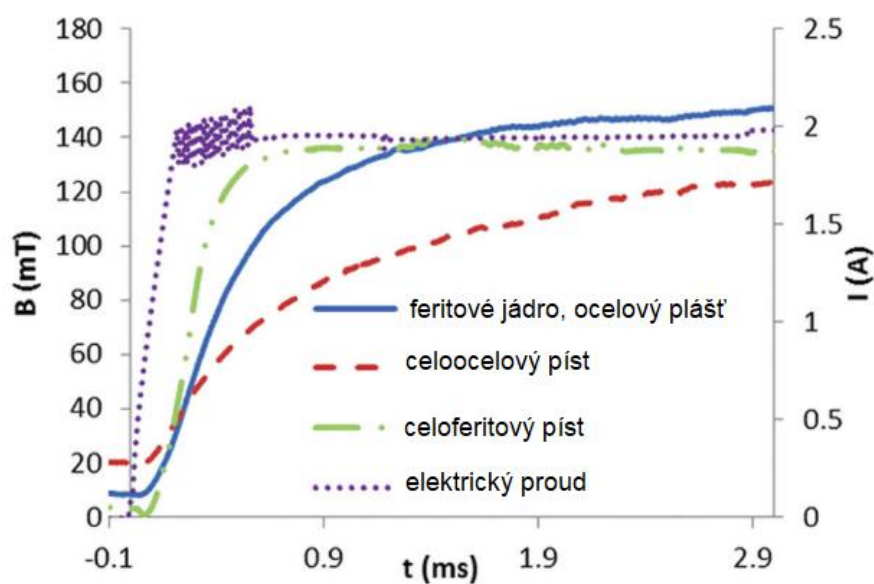
Vlivy zkracující čas odezvy MR tlumiče

Na rychlosti odezvy se u MR tlumičů v největší míře projevují dva vlivy, induktance vinutí a vířivé proudy vznikající v magnetickém jádře [2].

Induktance vinutí způsobuje časovou prodlevu nárůstu proudu. Tento problém je možné řešit napájením cívky větším napětím [2] po dobu, než dojde k nárůstu proudu na požadovanou hodnotu.

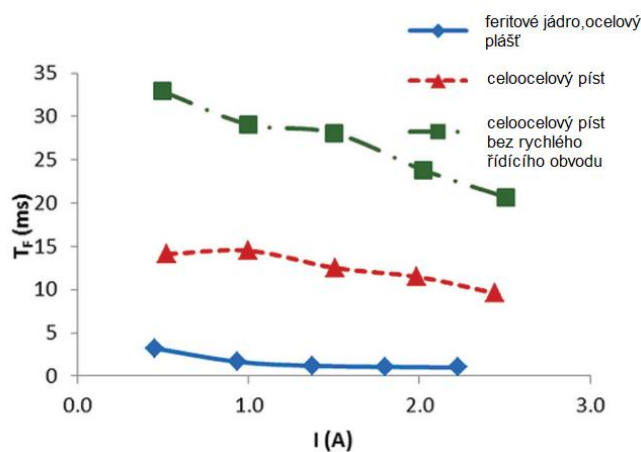
Vířivé proudy (v anglické literatuře *eddy currents*) jsou proudy, které se indukují ve vodivém tělese umístěném v časově proměnném magnetickém poli [2]. Obecně všechny indukované proudy tvoří nové magnetické pole, které svým účinkem působí proti poli, které je vyvolalo. Tento jev má za následek snížení magnetického toku. Menší magnetický tok vyvolává menší nárůst magnetické indukce v mezikruží pro průtok MR kapaliny, což má za následek pomalejší odezvy tlumiče. Pro eliminaci vířivých proudů je třeba volit materiál jádra s vysokou permeabilitou a nízkou elektrickou vodivostí.

Na **Obr. 2-8** jsou zobrazeny časové průběhy magnetické indukce pro různé materiály při sepnutém proudu. Ocelové jádro vede elektrický proud nejlépe, proto dochází ke vzniku největších vířivých proudů, a tedy k nejdelsí odezvě. Při použití feritu je časová odezva výrazně kratší. Uhlíčitany ve slinutém feritickém materiálu vytvoří strukturu podobnou keramice, která přerušuje elektrické pole a magnetické pole ovlivní výrazně méně. Bohužel dojde ke snížení magnetické indukce v drážce. Další nevýhodou feritu je jeho křehkost a výrazně nižší pevnost [9]. Kompromisu mezi těmito přístupy je možné dosáhnout užitím feritového jádra, které je uloženo v ocelovém plášti pístu [2].



Obr. 2-8 Časová odezva proudu a magnetické indukce v drážce pro různé materiály jádra [2]

Na **Obr. 2-9** je vidět, jak významný je vliv vířivých proudů a rychlosti nárůstu proudu na konečnou hodnotu silové odezvy MR tlumiče.



Obr. 2-9 Velikost časové odezvy nárůstu síly pro různé konfigurace pístu [2]

2.5 Aktivní tlumení

Aktivní systémy tlumení u automobilů mohou kromě regulace tlumení vozidlo i naklápět či regulovat jeho výšku. K tomu je potřeba zdroj energie, nejčastěji zdroj tlakového oleje. Výhodou těchto systémů je zajištění absolutní kontroly nad strojem. Velkou nevýhodou je vysoká energetická náročnost a z toho plynoucí nízká účinnost. Dalšími nevýhodami jsou konstrukční a materiálová složitost, kterým odpovídají vysoké pořizovací náklady. Proto se aktivní systémy používají jen u prestižních automobilů [4].

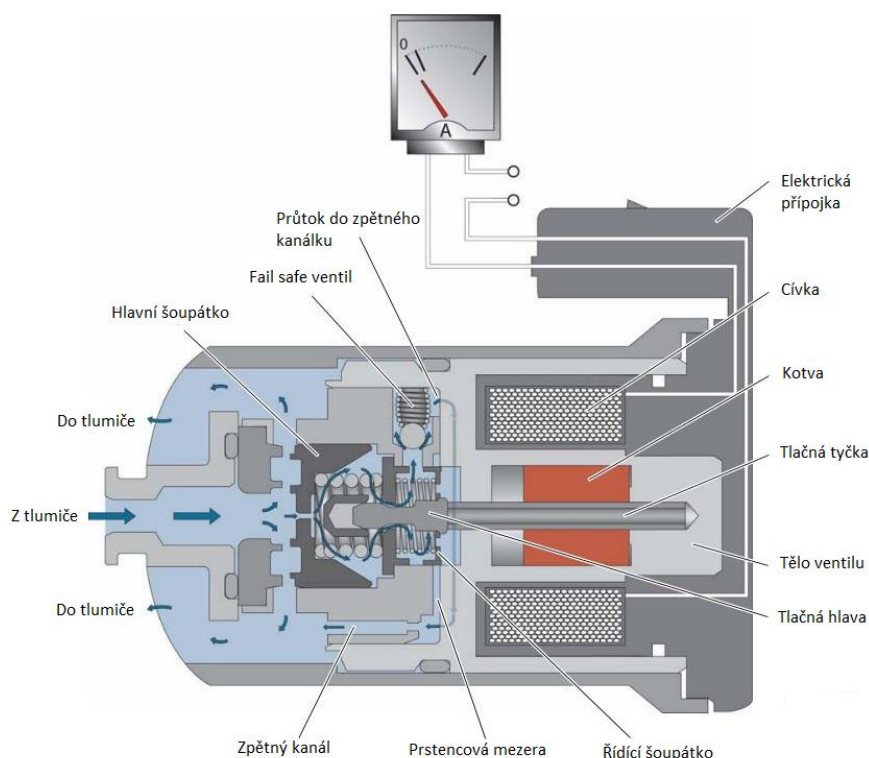
2.6 Konstrukční řešení ventilů

2.6.1 Ventil DCC tlumiče od firmy Öhlins

Funkce CES ventilu

Tento ventil je osazován společností Tenneco do tlumičů DCC tlumících systémů. Ventil dodává výrobce CES technologies součást společnosti *Öhlins advanced suspension technologies*. Zkratka CES znamená *continuously controlled electronic suspension*. V jejich nabídce jsou dvě modelové řady ventilů CES4600 a CES8700 [3]. Jedná se o jednosměrné ventily s proudovým rozsahem 0,38–1,6 A a zaručenou odezvou 5–25 ms [3].

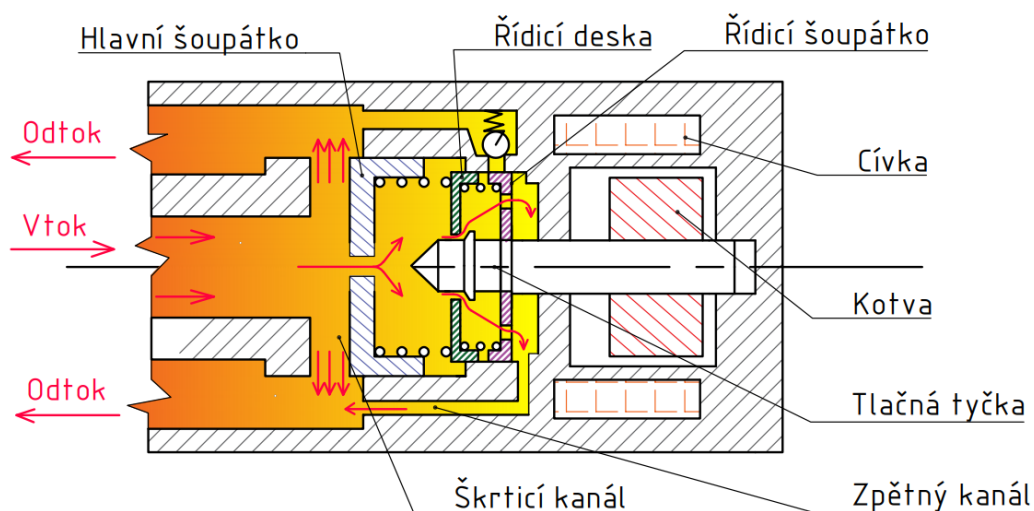
Na **Obr. 2-10** je schéma staršího, CES ventilu, jehož proudový rozsah odpovídal 0,24–2 A. Jeho koncept je velice podobný dnešním ventilům a je vhodný pro ilustraci jejich funkce. Obecně platí, že čím větší proud je přiváděn na cívku, tím větší je tlumičí síla ventilu [7]. Hlavní šoupátko má uprostřed otvor, aby jím mohl proudit olej do řídicího objemu a dále otvorem v řídicí desce. Zavíráním otvoru v řídicí desce dochází ke změnám tlaku řídicího objemu a regulaci polohy hlavního šoupátka [10]. Další funkcí ventilu je zajištění stálého průtoku oleje tlumičem. Ventil může pracovat ve třech základních režimech, comfort, normal a sport.



Obr. 2-10 CES ventil v [7]

Režim comfort

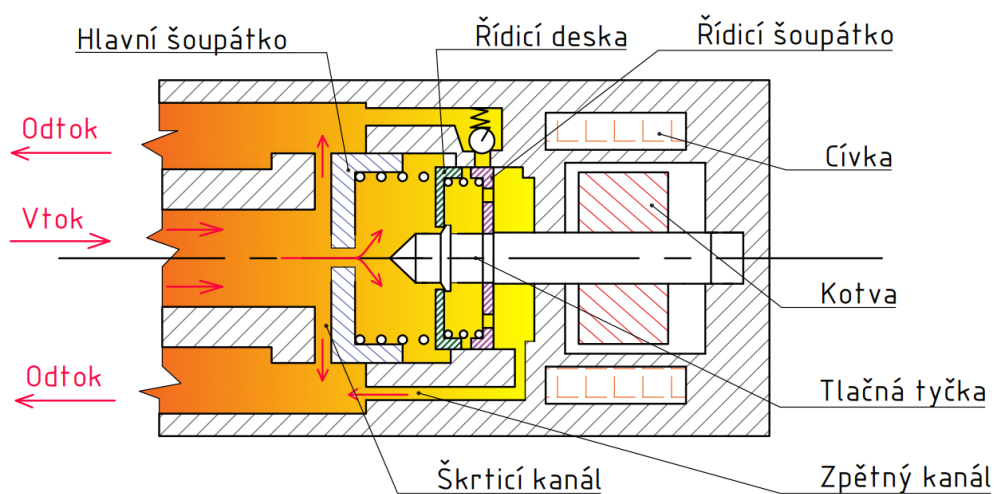
Při hodnotách proudu okolo 0,24 A je tlumič nastavený v režimu Comfort **Obr. 2-11**. Mezi tlačnou tyčkou a řídicí deskou zůstává otvor, kterým proudí olej. Tlak v řídicím objemu poklesne. Síla vyvolaná tlakovým gradientem mezi vstupním kanálkem a řídicím objemem posune hlavní šoupátko doprava. Dojde k otevření zpětného kanálu, kudy teče nejvíce oleje [7].



Obr. 2-11 CES ventil v režimu comfort

Režim sport

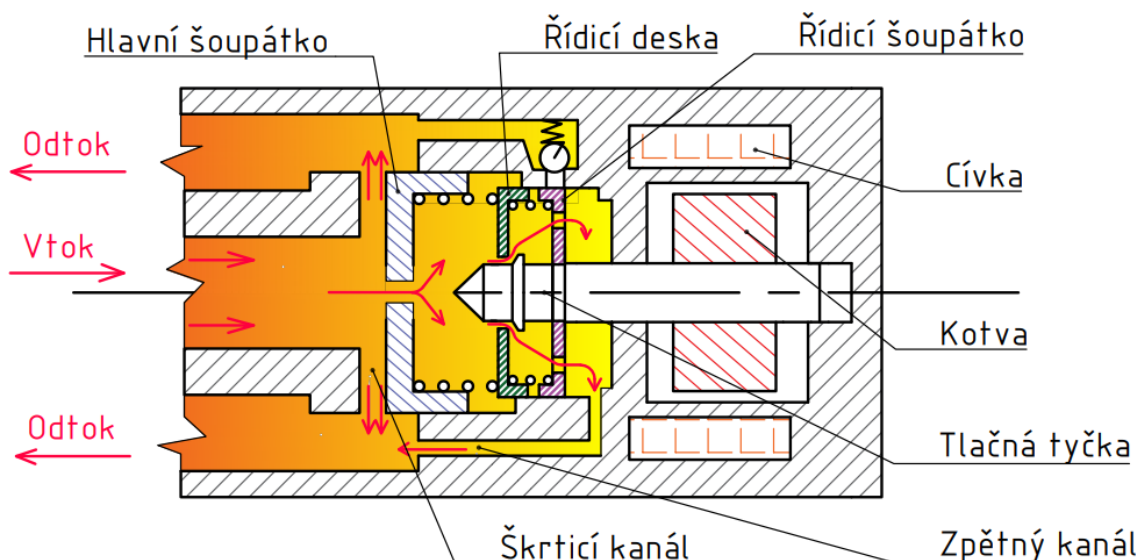
V tomto režimu **Obr. 2-12** se pohybuje proud v cívce okolo maximální hodnoty 1,6 A. Tlačná tyčka je magnetickou silou posunuta doleva, šterbina mezi tlačnou tyčkou a řídicí deskou se výrazně zúží a dojde k výraznému omezení průtoku řídicí deskou. Tlak v řídicím objemu naroste a dojde k posunutí hlavního šoupátka doleva. Tlumičí síla tlumiče naroste [7].



Obr. 2-12 CES ventil v režimu sport

Režim normal

Tento režim **Obr. 2-13** je kombinací dvou předchozích režimů. Proud se pohybuje kolem hodnoty 1 A a olej protéká výrazně lépe než v režimu sport. Tlumičí síla je větší než v režimu comfort [7].

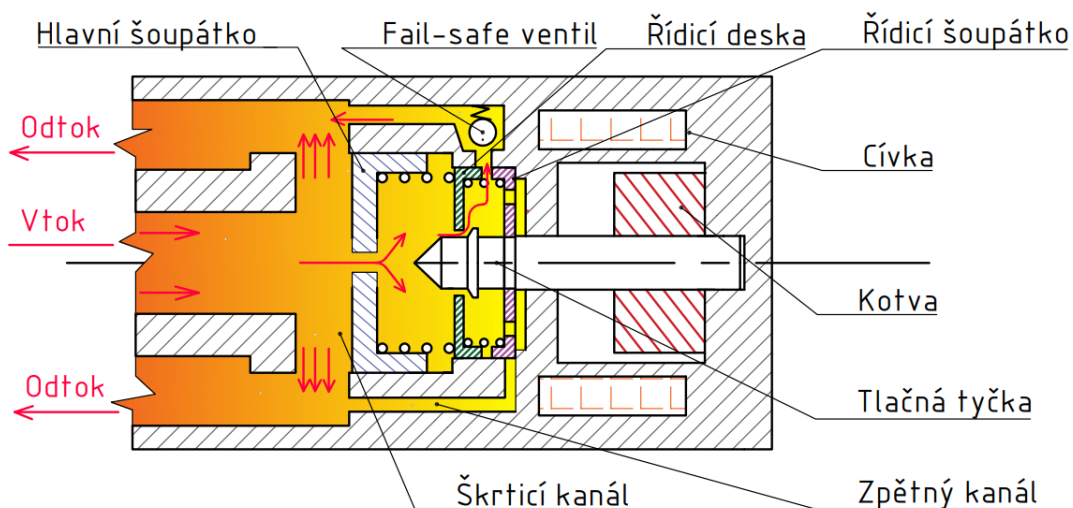


Obr. 2-13 CES ventil v režimu normal

Režim fail-safe

Na **Obr. 2-14** je zobrazen CES ventil v nouzovém fail-safe režimu. Tento stav nastává, pokud dojde k odpojení nebo výpadku proudu tekoucího do cívky. Ventil se promění ve standardní mechanický ventil a umožňuje dále pokračovat v jízdě [7].

Po odpojení proudu je vlivem proudění oleje kotva posunuta zcela doprava [7]. Tlačná tyčka posune řídicí šoupátko a ucpe zpětný kanál. Tlak působící na fail-safe ventil naroste a ten se otevře. Nastavením pružiny fail-safe ventilu je možné nastavit charakteristiku tlumiče pro vypnutý stav [7]. Fail safe ventil může mít průtok menší než řídicí kanál, a tedy může vyvolávat větší tlumení než v režimu comfort.



Obr. 2-14 CES ventil v režimu fail-safe

Optimalizace CES ventilu pro časové odezvy

V následujících kapitolách bude popsáno, jaké komponenty a vlivy mají na CES ventil vliv.

Tuhost sekundární pružiny mezi tlačnou hlavou a řídicí deskou

Experimenty ukázaly, že vysoká tuhost této pružiny způsobí zavření otvoru mezi tlačnou hlavou a řídicí deskou. To má za následek rychlejší reakci [10], ale síla vykazuje výrazný překmit a dlouho osciluje kolem nové hladiny. Nízká tuhost zpomalí odezvu, ale nedojde k překmitu koncové síly a oscilace je minimální. Snížení oscilace se dá dosáhnout i rozšířením otvoru v řídicí desce. Tento krok ale přináší zpomalení odezvy při vypínání proudu [10].

Viskózní tření

S rostoucí viskozitou maziva roste doba odezvy. Větší viskozita také způsobuje větší překmity [10].

Suché tření

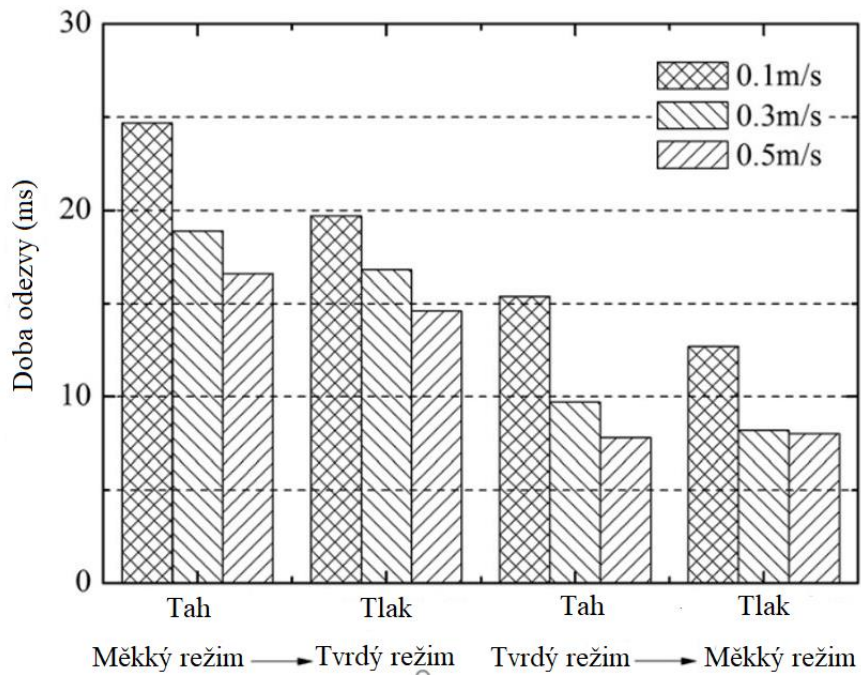
Suché tření je velice malé a má pouze tlumivý vliv [10], který tlumí překmity a oscilaci síly po změně proudu.

Velikost vnitřního řídicího objemu

Zmenšením tohoto objemu je možné lehce zrychlit odezvu, a naopak zvětšením objemu odezvu zpomalit. Vychází to z úvahy, že tento objem oleje funguje jako pružina a menší objem se může méně zdeformovat a má tedy větší tuhost [10].

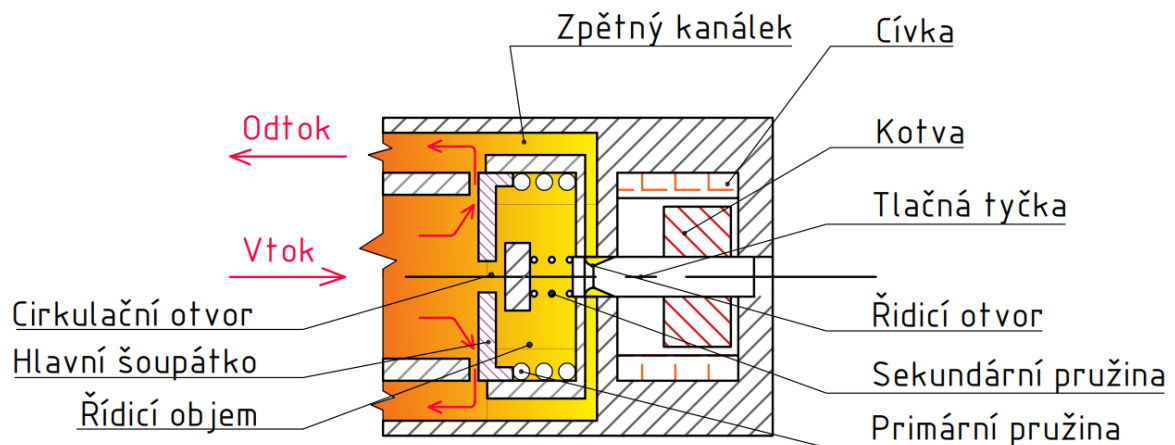
2.6.2 CDC ventil

Ventily k systému tlumení CDC jsou jednosměrné ventily umístěné na boku tříplášťového tlumiče. **Obr. 2-16** Závislost síly na proudu je opačná jako u CES ventilu, tedy ventil se otevírá s rostoucím proudem [11]. Odezva CDC ventilů **Obr. 2-15** se pohybuje v rozmezí 8 -25 ms [12]. Při zatížení v tlaku je odezva kratší než v tahu. Při nárůstu tlumicí síly je odezva delší než při poklesu a zároveň při větší rychlosti pístnice se odezva zkracuje.

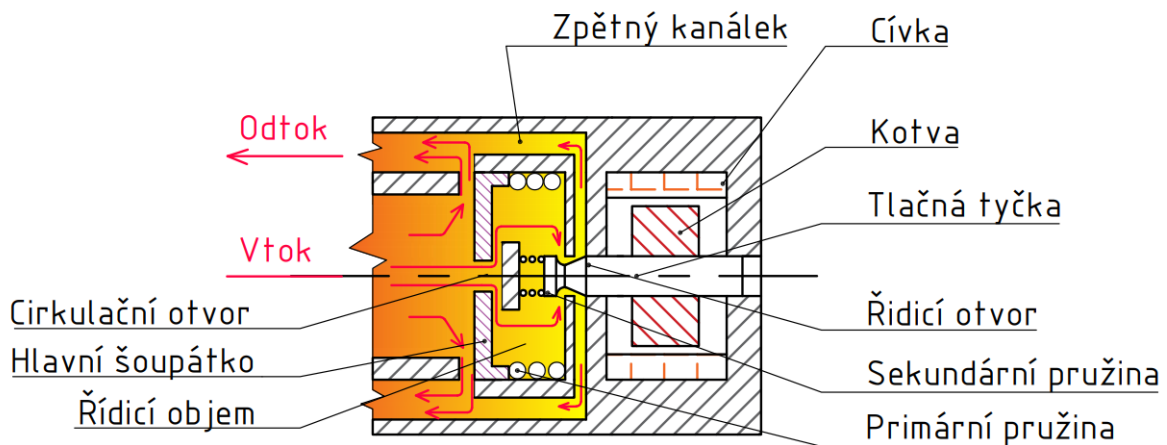


Obr. 2-15 Doby odezvy CDC ventilu pro různé stavy a rychlosti [13].

Při malém proudu tlačná tyčka uzavírá řídicí otvor **Obr. 1-1**. Tlak v řídicím objemu naroste a hlavní šoupátko se posune výrazně doleva. To vede k zúžení průtočného průřezu a k velkému tlumení [11]. Při náběhu proudu **Obr. 2-17** se posune řídicí tyčka doleva a otevře se řídicí otvor. To vede k poklesu tlaku v řídicím objemu a posunutí hlavního šoupátka doprava. Průtočný průřez naroste a tlumení tlumiče klesá.



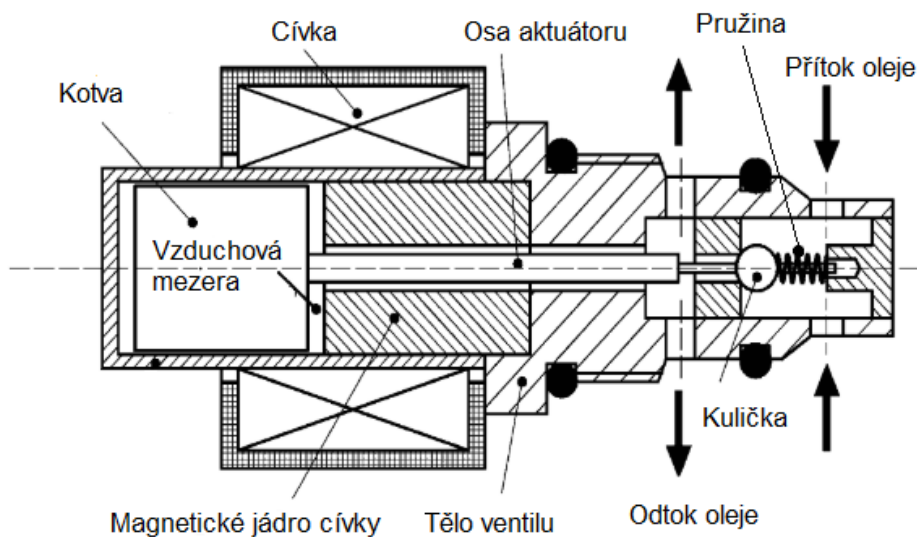
Obr. 2-16 Tok CDC ventilem bez elektrického proudu



Obr. 2-17 Tok CDC ventilem při sepnutém proudu (otevřený)

2.6.3 Vysokorychlostní ventil přistávacího podvozku

Vysokorychlostní ventil na **Obr. 2-18** je ventil z přistávacího podvozku letadel. Jedná se o dvousměrný ventil s odezvou až 200 Hz [14] tedy 5 ms.



Obr. 2-18 Vysokorychlostní ventil z tlumiče přistávacího podvozku [14]

Princip funkce ventilu

K otevření ventilu je třeba pustit proud do cívky. Vzniklé magnetické pole vytvoří magnetický tok, který generuje přitažlivou sílu mezi kotvou a magnetickým jádrem cívky **Obr. 2-18**. Takto vzniklá síla musí překonat sílu pružiny, tření a hydrodynamickou sílu oleje [14]. Při odpojení proudu hydrodynamická síla a síla pružiny ventil opět zavrou.

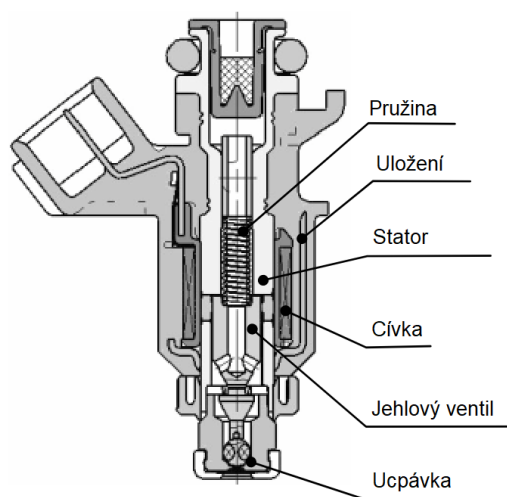
Z Newtonova zákona síly víme, že zrychlení je přímo úměrné síle a nepřímo úměrné hmotnosti. Vysoké rychlosti ventilu je dosaženo především díky nízké hmotnosti pohyblivých součástí a optimalizaci magnetického obvodu. Obvod byl upravován zejména z hlediska optimalizace magnetického toku [14], kde bylo cíleno na minimalizaci vzduchových mezer, které zeslabují magnetický tok. Pokud je magnetický tok větší, výsledná síla působící na kotvu je větší.

Tab. 2-1 Základní parametry rychlého elektromagnetického ventilu [14].

Parametry	Hodnoty
Hmota pohyblivých částí	5 g
Tuhost pružiny	1600 Nm ⁻¹
Průměr ventilu	1,32 mm
Počet závitů cívky	385
Průměr pohyblivého jádra	8 mm

2.6.4 Vysokorychlostní ventil pro vstřikování paliva

Oblast vstřikování paliva do motoru je dalším oborem, ve kterém se využívají vysokorychlostní elektromagnetické ventily. V této aplikaci je časová odezva podstatným parametrem, protože se po ventilu požaduje vypuštění paliva v přesně definovaný okamžik [15]. I když je ventil od tlumičových ventilů odlišný, základní princip je podobný. Ventil musí přesně regulovat průtok. Největším rozdílem jsou výrazně menší rozměry tohoto ventilu oproti tlumičovým ventilům.

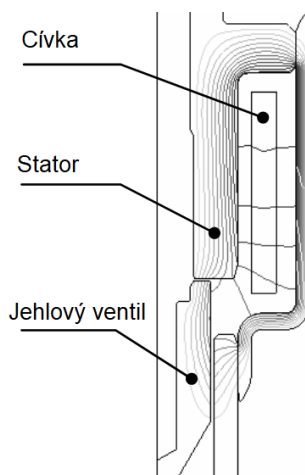


Obr. 2-19 Vysokorychlostní ventil [15]

Princip funkce

Při odpojeném proudu je ventil zavřený **Obr. 1-1**. Síla pružiny a tlak paliva drží ventil ve spodní poloze. Ucpávka je přitlačena a zabraňuje průtoku. Při nárůstu proudu vzniká elektromagnetická síla, která přitahuje jehlový ventil ke statoru. Doba otevírání takového ventilu dosahuje 0,92 s [15] při hmotnosti jádra 0,9 g.

Magnetický tok



Obr. 2-20 Magnetický tok vysokorychlostním ventilem [15].

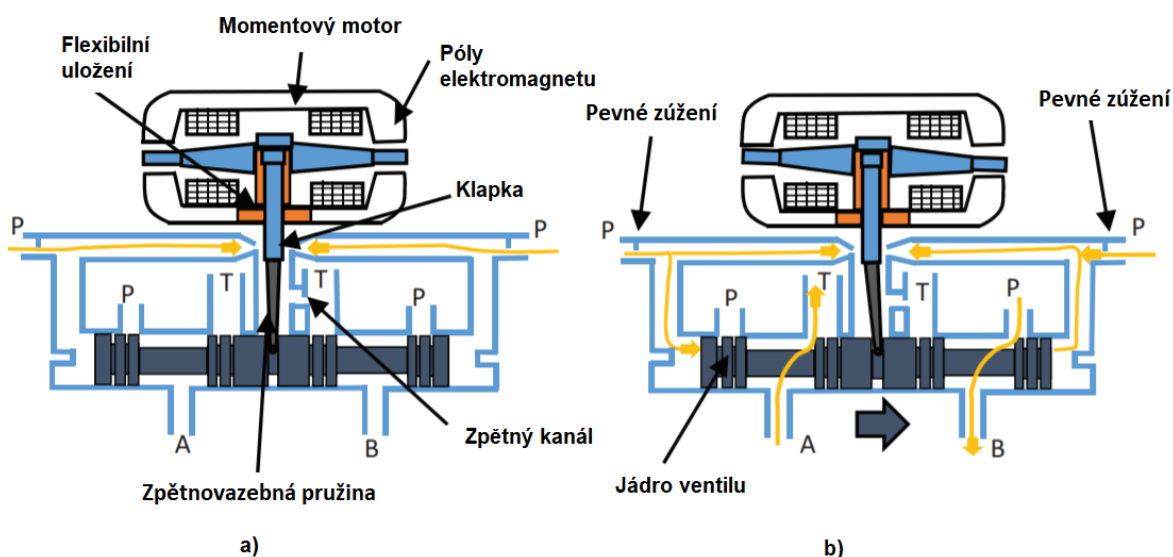
Na **Obr. 2-20** je zobrazený magnetický tok magnetickým obvodem ventilu. Je vidět, že každá vzduchová mezera, respektive materiál s nízkou permeabilitou, tok značně zeslabuje [15]. Původně u tohoto ventilu pouze 30 procent magnetického toku vyvolaného cívkou procházelo jehlovým ventilem [15]. Konstrukčními úpravami se podařilo autorovi tuto hodnotu zvýšit. Díky těmto úpravám a snížení hmotnosti se podařilo odezvu zkrátit z původních 1,56 ms na 0,92 ms [15].

2.6.5 Nepřímo řízený elektromagnetický servoventil

Tyto ventily jsou využívány pro rychlé ovládání hydraulických zařízení [16]. Nejsou typické pro použití v tlumičích, avšak umožňují velkou změnu tlaku za použití jen malé síly [16] vyvozené elektrickým pohonem. Využívají sílu hydraulického media k nastavování polohy ventilu [16]. Zmíněný druh je velice rychlý a dokáže pracovat s odezvou v jednotkách [16] milisekund. Elektromagnetický aktuátor je možno nahradit piezoelektrickým, protože nejsou vyžadovány velké zdvihy. Použití piezoelektrického [17] aktuátoru umožňuje další zrychlení ventilu.

Popis funkce

Na **Obr. 2-21** je možné vysvětlit princip fungování takového ventilu. Písmenem P jsou označeny oblasti s vyšším tlakem (čerpadlo) a písmenem T je označena oblast s nižším tlakem (nádoba). Písmena A a B označují výstupy z ventilu. Při vypnutém proudu je aktuátor ve středové poloze a olej proudí [17] pouze kolem klapky do oblasti P **Obr. 2-21 a)**. Při sepnutí proudu je klapka vychýlena ze středové polohy a zvýší tlak v jednom rameni. Díky tomuto rozdílu tlaku na koncích jádra ventilu dojde k posunutí jádra a otevření ventilu [17] A nebo B **Obr. 2-21 b)**. Stačí tedy pouze malý elektrický impulz k vyvinutí velké síly na jádře ventilu [16].

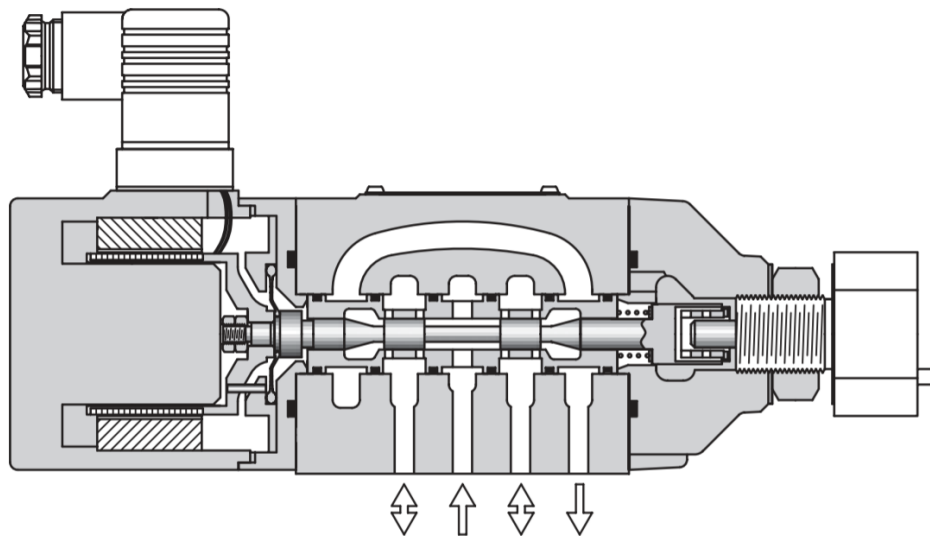


Obr. 2-21 Funkce servoventilu s mechanickou zpětnou vazbou a) zavřená pozice b) otevřená pozice [16]

2.6.6 Přímé řízení elektromagnetický servoventil

Tyto ventily jsou využívány pro rychlé ovládání hydraulických zařízení [16]. Nejsou typické pro použití v tlumičích. Na rozdíl od nepřímě řízených ventilů je jejich hlavní šoupátko umístěno přímo na kotvě elektromagnetického aktuátoru. Zajímavostí je, že i tyto ventily **Obr. 2-22** mohou pracovat s odezvou pod 2 ms [18]. Toho je dosaženo díky uložení šoupátka kolmo k tlakovému gradientu. Hydraulická síla v ose šoupátka je tedy minimální a může docházet k jeho rychlému pohybu.

Obr. 2-22



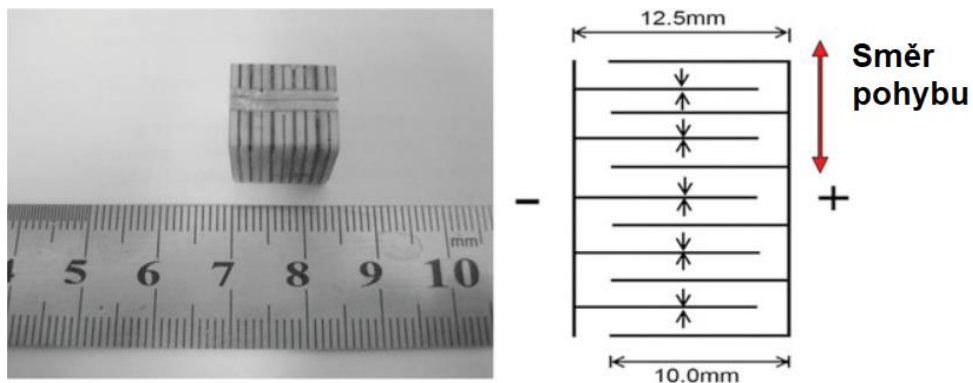
Obr. 2-22 Přímý řízený elektromagnetický servoventil [18].

2.6.7 Piezoelektrické aktuátory

Poměrně novým typem pohonu jsou piezoelektrické aktuátory, které využívají obráceného piezoelektrického jevu. Tedy s přivedením elektrického náboje na piezoelektrický krystal dojde k deformaci krystalu [19]. Tento děj je velice rychlý, jelikož krystal se může zdeformovat rychlostí až 1,5 m/s [20]. Bohužel celková deformace je velice malá a tvoří přibližně jen 0,1% rozměru krystalu [21]. Tyto aktuátory tedy umožňují velmi rychlý pohyb s přesným polohováním, který je bohužel omezen malým rozsahem.

Piezoelektrický stack aktuátor

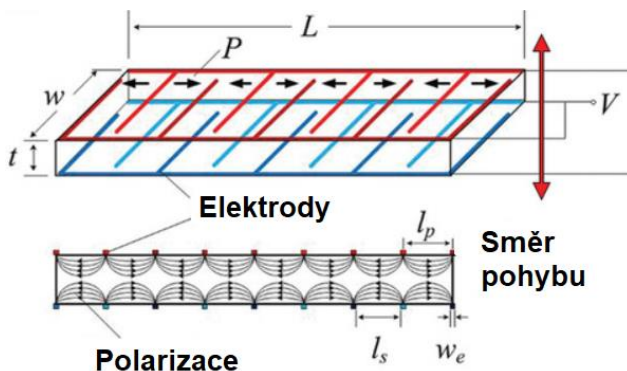
Tento typ aktuátoru řeší malý zdvih sériovým zapojením několika jednotek za sebe. Dokáže vyvodit značnou sílu, avšak celková deformace je opět pouze 0,1% rozměru [21], což způsobuje značný nárůst celého zařízení při potřebě většího posunutí.



Obr. 2-23 Piezoelektrický stack aktuátor [21]

Piezoelektrický ohybový aktuátor

Jedná se o jednu nebo dvě vrstvy piezo-krytalů připojené k pružné membráně [21]. Při aktivaci krystalů dojde k roztažení krystalu a ohybu celého aktuátoru. Tento typ aktuátoru může vyvozovat deformaci až v řádech desetin milimetru, bohužel síly se omezí na jednotky newtonů [21], [17]. Dodává se též jako prstenec [17].



Obr. 2-24 Piezoelektrický ohybový aktuátor [21]

2.7 Optimalizace magnetického obvodu

Magnetický obvod ventilu má nepochybně vliv na jeho funkci a rychlost odezvy. Obvykle je složen ze solenoidu, který je zdrojem magnetického pole. Dalším členem je kotva tvořená z feromagnetického materiálu. Magnetický tok vyvolává sílu, která působí na kotvu a dochází k zavírání nebo otevírání ventilu. Čím vyšší tato síla je, tím rychlejší je doba otevírání nebo zavírání ventilu. Proto je třeba optimalizovat obvod, aby v něm byl magnetický tok co největší, tedy vysoká magnetická indukce a vysoká síla působící na kotvu [22].

Jak bylo řečeno v **kapitole 2.4.4**, na velikost a rychlost nárůstu magnetického toku mají zásadní vliv vířivé proudy. Tato skutečnost se pak projeví i na velikosti síly aktuátoru ventilu. Existuje několik způsobů, jak zabránit indukci vířivých proudů. Spočívají ve zvýšení rezistivity materiálu [23] vystaveného magnetickému poli. Existují dva přístupy redukce vířivých proudů.

2.7.1 Minimalizace vířivých proudů volbou vhodného materiálu

Ke snížení indukce vířivých proudů je třeba používat materiály s vysokou rezistivitou, které si současně zachovávají vysokou permeabilitu. Příkladem mohou být ferity **kapitole 2.4.4**.

Dalšími materiály jsou SMC (měkké kovové kompozity). Jejich úroveň rezistivity může být až 1000krát vyšší [24] než u standardních ocelí. Magnetické nasycení je vyšší než u feritů a některé materiály mohou být i snadno obrobitelné [25]. Problémem jsou výrazně nižší hodnoty relativní permeability [25], což způsobí nižší hodnoty magnetického toku a nižší výsledné síly působící na jádro.

2.7.2 Minimalizace vířivých proudů tvarovým přístupem

Cílem tvarové optimalizace je opět dosáhnout většího odporu jádra. Nejběžnější způsob tvorby magnetických jader je užití plechů z měkké oceli nebo oceli s příměsí křemíku. Plechy jsou vrstveny kolmo na siločáry a odděleny izolační vrstvou, která brání tečení proudů.

Další možností je využití nekonvenčních výrobních technologií. Příkladem je použití elektroerozivního řezání, kdy je možné materiál nařezat tak, aby vzduchové mezery bránily tečení indukovaných proudů.

Velice zajímavou metodou je využití 3D tisku ke konstrukci jádra [23]. Je možné tvořit nekonvenční struktury **Obr. 1-1** a sítě o velmi tenkých stěnách. Poměrně komplikovaná je optimalizace tvaru jádra, ale výsledný produkt může mít magnetické vlastnosti feritových materiálů při použití běžných ocelí [23]. Nevýhodami tohoto postupu jsou vysoká cena a náročná optimalizace pro tisk lepších magnetických materiálů jako jsou slitiny Fe-Si.

2.7.3 Užití materiálu s vysokou permeabilitou

Efektivním způsobem dosažení dobrých magnetických vlastností je užití materiálu na bázi železa a kobaltu. Příkladem takových slitin je PERMANDUR 49 [26], VACOFLUX 50 [26] HYPERCO a CARPENTER [26]. Vyznačují se vysokou permeabilitou, dobrou úrovní magnetického nasycení, ale vyšší elektrickou vodivostí [26, 27] než mají ferity či SMC. Z toho důvodu se hodí pro aplikace s proměnným proudem [27] pouze v podobě vzájemně odizolovaných plechů. Jejich vodivost je horší než u běžné oceli, proto je možné užít silnějších plechů.



Obr. 2-25 Příklad magnetického jádra MR tlumiče vytvořeného technologií SLM tisku [23]

2.8 Multifyzikální model ventilu

Pro korektní modelování fyzikálních dějů ve ventilu je třeba propojit řešení Maxwellových rovnic pro solenoid a magnetické jádro s řešením Navier-Stokesových rovnic pro tok a hydraulické ztráty ve ventilu. V modelu je třeba zahrnout i dynamiku mechanických součástí, jako jsou pružiny a planžety. Jednotlivé součásti řešení nejsou triviální a jsou popsány množstvím diferenciálních rovnic. Řešení takového systému je značně komplikované a vyžaduje využití metod, které jsou schopné simulaci efektivně řešit. V následující kapitole budou uvedeny dvě metody, které umožňují řešení komplexních multifyzikálních modelů elektromagnetických ventilů.

2.8.1 Analytické řešení

Metoda spočívá v tom, že se ventil rozloží na jednotlivé prvky a fyzikální děje [28], které v něm nastávají. Pro každý prvek je vytvořen blok, který je popsán sadou rovnic. Tyto bloky jsou následně spojeny do komplexního systému *Simulink Simscape*, jež je součástí Matlabu. Následně program vyřeší soustavu vzniklých diferenciálních rovnic. Výhodami této simulace jsou nižší náročnost na výpočetní techniku a kratší výpočetní časy, protože se rovnice řeší pouze pro každý konstrukční prvek, nikoliv pro každý prvek sítě jako při použití metod konečných prvků [29]. Nevýhodami jsou vysoké požadavky na znalost fyzikálních vztahů a rovnic popisujících situaci.

2.8.2 Numerické řešení

Metody konečných prvků a objemů jsou nejsilnějším nástrojem, který je k modelování ventilů dostupný [29]. Umožňuje kombinovat CFD analýzu (computer fluid dynamics) s modelováním magnetického pole Ansys Maxwell. Univerzálnost tohoto nástroje je vykoupena vysokou náročností na výpočetní techniku a delšími výpočetními časy [30].

Proudění v tlumiči a ve ventilech nelze považovat za lineární. Dosažení lineárního proudění ani není účelem, jelikož turbulentní proudění vykazuje větší disipaci energie, a tedy vyšší tlumicí efekt.

Turbulence se skládá z vírů. Velké víry nesou většinu energie a rozpadají se na menší. Disipace energie potom probíhá rozpadáním nejmenších vírů [31]. Neexistuje univerzální model turbulentního proudění. Je třeba zvolit model v závislosti na jeho aplikaci a požadované přesnosti. U ventilů tlumičů se nejčastěji používá standardní $k-\epsilon$ model, respektive RNG $k-\epsilon$ model [30].

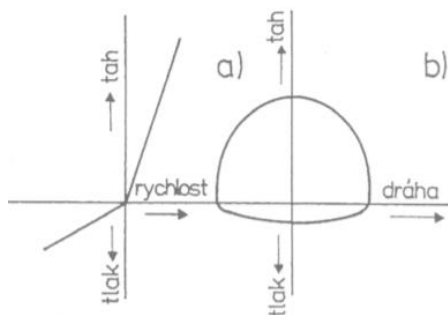
- **Metoda přímé numerické simulace:** Umožňuje řešit celé spektrum turbulencí. Řeší Navier-Stokesovy rovnice přímo. Velikost sítě musí odpovídat velikosti nejmenších vírů, což značně znásobuje výpočetní náročnost a čas [30]. Umožňuje vytvořit nejlepší fyzikální model proudění, bohužel v praxi je téměř nepoužitelná.
- **RANS:** Reynoldsem průměrované Navier-Stokesovy rovnice (RANS) slouží k popisu pohybu tekutiny. Metoda spočívá v aplikaci statistických metod při řešení a zjednodušování základních rovnic. Oproti přímé simulaci značně snižují časovou náročnost.
- **Standardní k- ϵ model:** Jedná se o poloempirický [30] model hojně používaný v technické praxi. Model je založený na transponovaných [30] rovnicích pro turbulentní kinetickou energii k a její míru disipace ϵ . Tento model má nadměrnou difuzi pro mnoho situací: velké zakřivení proudu, víry, rotaci, odtržení proudění a nižší Reynoldsova čísla.
- **RNG k- ϵ model:** Takzvaný dvourovnicový k- ϵ model je sestaven z rovnice pro turbulentní kinetickou energii k a rovnice pro disipaci energie ϵ [30]. Má další člen v rovnici pro ϵ , který zlepšuje přesnost při velkých rychlostech deformace [31].

2.9 Charakteristiky tlumiče

F-v charakteristika **Obr. 2-26 a)** je závislost tlumicí síly na rychlosti pístu. Na obrázku je znázorněna charakteristika s lineárním lomeným průběhem, který má jiný útlum v tahu než v tlaku. [5].

Na **Obr. 2-26 b)** je zobrazena závislost tlumicí síly na poloze pístu. Kdyby se jednalo o ideální tlumič s lineární F-v charakteristikou, tak by se F-z charakteristika zobrazovala jako kruh [5]. Podle nepravidelností F-z charakteristiky je možné určit, jaké negativní jevy tlumič ovlivňují [5]. Patří mezi ně přítomnost plynu v oleji, nepřesné uložení atd.

Pro tlumiče s proměnnou charakteristikou F-v charakteristika neodpovídá křivce, ale určité ploše, která je ohraničená maximální a minimální charakteristikou, které může tlumič dosáhnout.



Obr. 2-26 Charakteristiky tlumiče a) rychlostní F-v charakteristika b) zdvihová F-z charakteristika [5]

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Analýza problému

Úkolem práce je navrhnout nový ventil s odezvou kratší než 8,5 ms. K tomu je potřeba identifikovat parametry, které mají na časovou odezvu elektromagnetických ventilů s proměnnou charakteristikou největší vliv.

Nejprve je třeba analyzovat a pochopit současná konstrukční řešení semiaktivních tlumičů, a to, jak jsou koncipované a jaké výhody to nese. Konkrétní znalost současných koncepcí je nezbytná, aby bylo možné popsat požadavky na ventil.

Následně je třeba podrobně vysvětlit princip funkce elektromagnetických ventilů, zjistit, jaké existují druhy. Existuje několik druhů ventilů a jejich doby odezvy jsou různé. Bez znalostí detailní konstrukce současných ventilů není možné navrhovat jakákoliv zlepšení.

Nejpodstatnější pro tuto práci je zjistit, u kterých vlivů je prokázáno, že mají efekt na rychlost odezvy. Dále je třeba říct, co je vyvolává a jestli je možné je upravovat. Vliv na rychlost odezvy budou zcela jistě mít mechanické pohyblivé části. Příkladem je možné uvést pružiny či hmotnost kotvy. Vliv se dá očekávat ve tvarování vnitřních komponent ventilů, které působí tok oleje ventilem. Nemalý vliv na odezvu může mít magnetický obvod ventilu, protože je původcem síly měnící průtočný průřez ventilu.

Pro provedení simulací ventilu je potřeba znát, jaké jsou možnosti numerických simulací a jestli umožňují matematický popis dějů, které se ve ventilech odehrávají.

3.2 Analýza řešerše

Hydraulické tlumiče podle konstrukce dělíme na jednoplášťové a dvouplášťové. Bohužel tyto konstrukce nejsou vhodné pro tlumiče s proměnnou charakteristikou **kapitola 2.4**. Vyžadují totiž malé obousměrné ventily umístěné přímo v pístu. Koncept jednoplášťového tlumiče využívají magnetoreologické tlumiče **kapitola 2.4.4**, kde není u ventilu třeba komplexního a rozměrného solenoidového ventilu. U běžných tlumičů s proměnnou charakteristikou je nejčastěji využíváno tříplášťové koncepce kapitola 2.4. Tato koncepce přináší dvě základní výhody. První výhodou je možnost umístit elektromagnetický ventil mimo píst tlumiče. Druhou výhodou je skutečnost, že tok oleje ventilem probíhá jen jedním směrem, ať už při zatěžování tlumiče tahem nebo tlakem. Díky tomu stačí použít pouze jeden ventil. U víceplášťových tlumičů je průtok EM ventilem dán pouze změnou objemu vstupující pístnice. Tam, kde je tlumení v pístu (např. jednoplášťové), tak je průtok řízen pohybem pístu, a je tedy výrazně vyšší, takže není nutné takové škrcení pro vyvolání požadované tlumicí síly.

Existují dva základní druhy semiaktivně řízených tlumičů s běžným olejem. Jedním je DCC systém společnosti Tenneco a druhým CDC systém společnosti ZF Sachs. Výrobce Tenneco využívá ventily CES společnosti Öhlins **kapitola 2.6.1** Tento typ ventilů pracuje tak, že se s rostoucím budícím proudem uzavírá a tlumicí síla roste. Pro případ výpadku proudu přejde ventil do měkčího *fail safe* stavu. Podle mého názoru je bezpečnější koncepce ventilu u CDC tlumičů **kapitola 2.6.2**. Zde dochází k otevírání ventilu s rostoucím proudem. Tento koncept přináší vyšší bezpečnost vozidla při výpadku proudu, kdy je tlumič ve svém „tvrdém“ režimu a přítlak kola k vozovce je nejvyšší.

Na dobu odezvy má vliv celá řada faktorů. Jedním faktorem jsou tuhosti pružin uvnitř ventilu **kapitola 2.6.1**. S rostoucí tuhostí pružin doba odezvy klesala. Toto tvrzení ale platí pouze pro ventily CES.

Dalším mechanickým vlivem je hmotnost. Pokud se sníží hmotnost pohyblivých částí, tak podle Newtonova zákona síly vyvodíme stejnou silou větší zrychlení **kapitoly 2.6.3 a 2.6.4**.

Tento problém se dá řešit užitím principu servoventilu **kapitola 2.6.5**. V tomto případě elektrický aktuátor pouze usměrňuje tlak oleje, který následně hýbe se šoupátkem. Nevýhodou tohoto přístupu je nárůst množství konstrukčních dílů a ceny celého systému.

Zlepšení je možné zajistit i z hlediska magnetických obvodů. Optimalizací obvodu, zmenšením vzduchových mezer a použitím materiálů s vysokou permeabilitou je možné zvětšit magnetický tok v jádře, a tedy zvětšit indukovanou elektromagnetickou sílu **kapitola 2.6.4**.

Z **kapitoly 2.4.4** plyne, že vířivé proudy mají nemalý vliv na rychlost nárůstu intenzity magnetického pole. U magnetoreologických tlumičů eliminace vířivých proudů umožnila zkrácení doby odezvy z desítek milisekund na jednotky. Studium literatury se nepodařilo přesně zjistit, z jakého materiálu jsou jádra aktuátorů současných ventilů, proto nevíme, jak velký vliv je možné očekávat.

Nabízí se otázka **kapitola 2.6.7**, zda není vhodné opustit myšlenku elektromagnetického aktuátoru, a raději nepoužít aktuátor piezoelektrický. Tyto aktuátory jsou velice rychlé, ale vyvozují výrazně menší zdvih při větších rozměrech. Možným řešením by byl ohybový aktuátor, který je však výrazně omezen velikostí síly, kterou je schopen vyvodit.

Další parametr, který výrazně zrychlil MR tlumiče, byla rychlost nárůstu ovládacího proudu, a v rámci práce je žádoucí zjistit, jaký vliv bude mít tento parametr na rychlost ventilu.

K simulaci dějů ve ventilu je vhodné použít metody konečných prvků, kde prostředí *Ansys Electronics* umožňuje modelovat magnetické pole. K spolehlivému a rychlému popisu hydraulických jevů je výhodné použít prostředí *Simscape hydraulics*, které umožňuje definovat fyzikální děje přímo pomocí rovnic a zajišťuje rychlejší řešení oproti CFD systémům **kapitola 2.8**.

Doba odezvy ventilů je často opomíjená charakteristika. Výrobci její hodnoty udávají jen okrajově, a to ve velmi širokém rozpětí. Bylo však dokázáno, že doba odezvy má výrazný vliv na účinnost semiaktivních algoritmů **kapitola 2.4**. Bohužel na základě rešerše není možné jednoznačně určit parametry, které mají na odezvu největší vliv, jelikož se nepodařilo nalézt dostatek relevantních zdrojů, které by nalezené vlivy lépe kvantifikovaly. Dobrou odezvy se často zabývají články o magnetoreologických tlumičích. Na základě rešerše je patrné, že cesty k urychlení ventilu jsou, a to zejména ve snižování hmotnosti pohyblivých částí a v optimalizaci magnetického obvodu.

3.3 Cíl práce

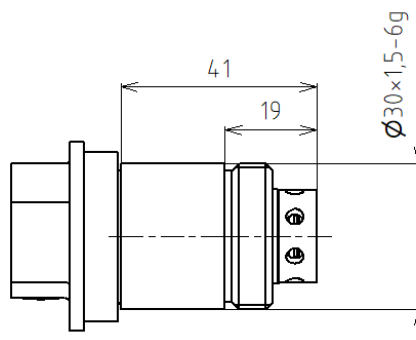
Hlavním cílem práce je navrhnout nový elektromagnetický ventil pro DCC tlumič s dobou odezvy kratší než 8,5 ms při spínání proudu z 0 A, při rychlosti pohybu pístnice 0,3 m/s a při maximální tlumicí síle 1700 N.

Mezi dílčí cíle práce patří:

- Změřit reakční doby současného DCC tlumiče pro rozsah pracovních rychlostí od $0,1 \text{ ms}^{-1}$ do $0,3 \text{ ms}^{-1}$.
- Analyzovat funkci CES ventilu a kvantifikovat podíl jednotlivých konstrukčních uzlů na celkové době odezvy.
- Na základě výsledků navrhnout nový ventil.
- Vyrobít nový ventil a experimentálně ověřit jeho přínos oproti CES ventilu.

3.4 Požadavky na ventil

- Odezva 8,5 ms při rychlosti pohybu pístnice 0,3 m/s.
- Řídicí proud max 2 A.
- Maximální tlumicí síla 1700 N.
- Možnost připojení ventilu k DCC tlumiči **Obr. 3-1**.
- Kompaktní rozměry odpovídající CES ventilu **Obr. 3-1**.
- Snadná rozebíratelnost.



Obr. 3-1 Rozměry CES ventilu

3.5 Výstup práce

Výstupem práce je funkční vzorek Gfunk.

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

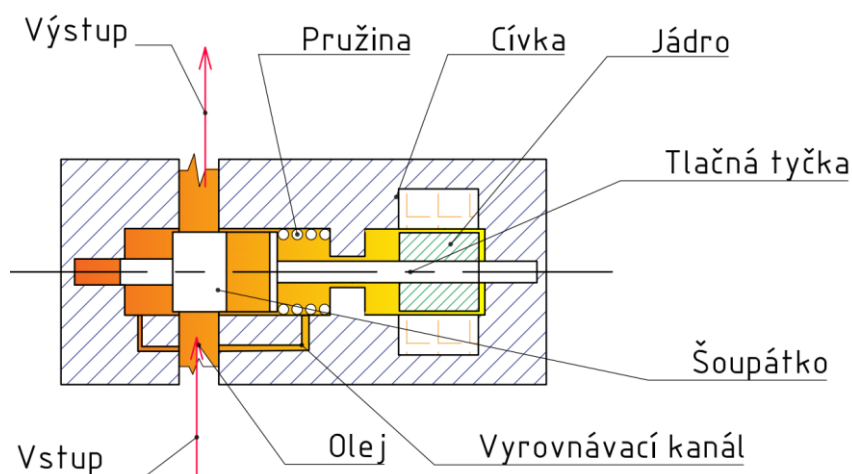
4.1 Koncept 1 – přímý ventil

Tento koncept se snaží o maximální zjednodušení hydraulické části ventilu a navázání celkové odezvy tlumicích sil přímo na odezvu elektromagnetického aktuátoru. Proto je hlavní šoupátko pevně spojeno s tlačnou tyčkou **Obr. 4-1**. Tato konstrukční úprava vede ke zvýšení silových požadavků na aktuátor. Aby byla hydraulická síla působící na šoupátko co nejmenší, je šoupátko umístěno kolmo k toku oleje, tedy kolmo k největšímu tlakovému rozdílu. Hydraulická síla v axiálním směru je nulová a vzniká pouze radiální složka. Tato složka se na dynamice projeví jako normálová síla vyvolávající tření.

4.1.1 Princip práce ventilu

Ventil v uzavřeném stavu

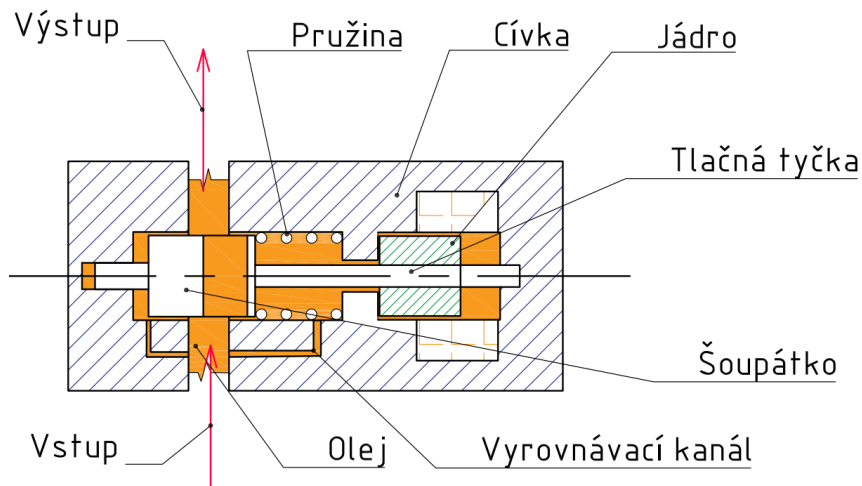
V uzavřeném stavu **Obr. 4-1** je proud na maximu a šoupátko je posunuto zcela doprava. Magnetická síla je větší než síla pružiny a olej může protékat pouze díky vůli v uložení šoupátka.



Obr. 4-1 Přímý ventil v uzavřeném stavu

Ventil v otevřeném stavu

V otevřeném stavu **Obr. 4-2** je proud vypnutý a pružina posune šoupátko doleva. Olej může proudit skrz otvor vyvrtaný v šoupátku a tlumicí síla klesá.



Obr. 4-2 Přímý ventil v otevřeném stavu

4.1.2 Vykreslení sil působících na šoupátko

Modelový ventil, který splňoval podmínku stejného průtočného průřezu jako CES ventil, byl vytvořen pomocí CAD softwaru Inventor a následně byla provedena orientační CFD analýza. Tato analýza sledovala trend vývoje axiálních a radiálních sil působících na šoupátko ventilu. Potvrdila se myšlenka, že axiální síly jsou takřka nulové a nevyvolávají zpomalení ventilu, avšak vzniklý tlakový rozdíl způsobuje podstatný nárůst radiálních sil **Obr. 4-3**. Tyto síly se projeví vznikem třecích sil, které působí proti pohybu a vyžadují užití až 4krát silnějšího aktuátoru než v případě CES ventilu. Větší aktuátor je spojen s nárůstem setrvačných hmot pohyblivých částí, a tedy i pomalejší odezvou.



Obr. 4-3 Závislost axiální a radiální síly na poloze šoupátka

4.1.3 Zhodnocení

Mezi hlavní výhody konceptu patří minimalizace hydraulické síly působící ve směru pohybu a možnosti naladění odezvy přímo pomocí aktuátoru. Další výhodou je jednoduchý koncept hydraulické části umožňující snazší modelování hydraulických dějů. Koncept se potýká i s několika problémy. První nevýhoda spočívá ve vzniku třecích sil, které vyžadují užití až 4krát silnějšího aktuátoru oproti CES ventilu. Užití silnějšího aktuátoru vede k nárůstu pohyblivých setrvačných hmot a možnému zpomalení odezvy. Další nevýhoda spočívá v naladění poměru tuhosti pružiny a síly aktuátoru. Při zastaveném šoupátku je síla na šoupátku mnohem vyšší než při pohybu vlivem velkých třecích sil. Tato skutečnost vede k potřebě pokročilého řízení aktuátoru, aby výsledná změna proudu vyvolala požadovaný posun. Posledním nedostatkem je nevhodný průběh F-v charakteristiky ventilu. Pro úpravu těchto charakteristik je třeba vybavit ventil obtokovým planžetovým ventilem, který však může omezit proporcionalitu zmíněného řešení.

4.2 Koncept 2 – úprava CES ventilu

O eliminaci nedostatků prvního koncepčního řešení se stará druhý návrh, který předpokládá užití vyspělého hydraulického obvodu CES ventilu. Tento obvod dokáže zajistit požadované tlumicí charakteristiky. Díky řízení pohybu hlavního šoupátka tlakovým rozdílem jsou silové požadavky na elektromagnetický aktuátor výrazně nižší. Vzhledem ke komplexnosti ventilu je velmi náročné vytvořit věrohodný fyzikální model hydraulického obvodu. Proto se koncept primárně zaměřuje na druhou část ventilu, kterou je magnetický aktuátor. Na základě rešerše je možné tvrdit, že zrychlením aktuátoru je možné zrychlit celý ventil. Tato myšlenka je podpořena měřeními v **kapitole 4.5.1**.

4.2.1 Úprava hydraulického obvodu

Na rychlosti zavírání ventilu se bezesporu projevuje i hydraulická část, zde jsou uvedeny sledované parametry, jejichž vliv byl určen na základě rešerše **Obr. 4-4**.

Tuhost pružiny hlavního šoupátka

Tuhost pružiny zůstane zachována, jelikož její změna by měla vliv na celkové tlumicí charakteristiky tlumiče.

Hmotnost hlavního šoupátka

Hlavní šoupátko je poměrně velký pohyblivý díl vyrobený z oceli. Výroba tohoto komponentu, z materiálu s nižší hustotou jako hliník, povede k výraznému snížení jeho hmoty, což má vliv na dynamiku šoupátka.

Velikost řídicího objemu

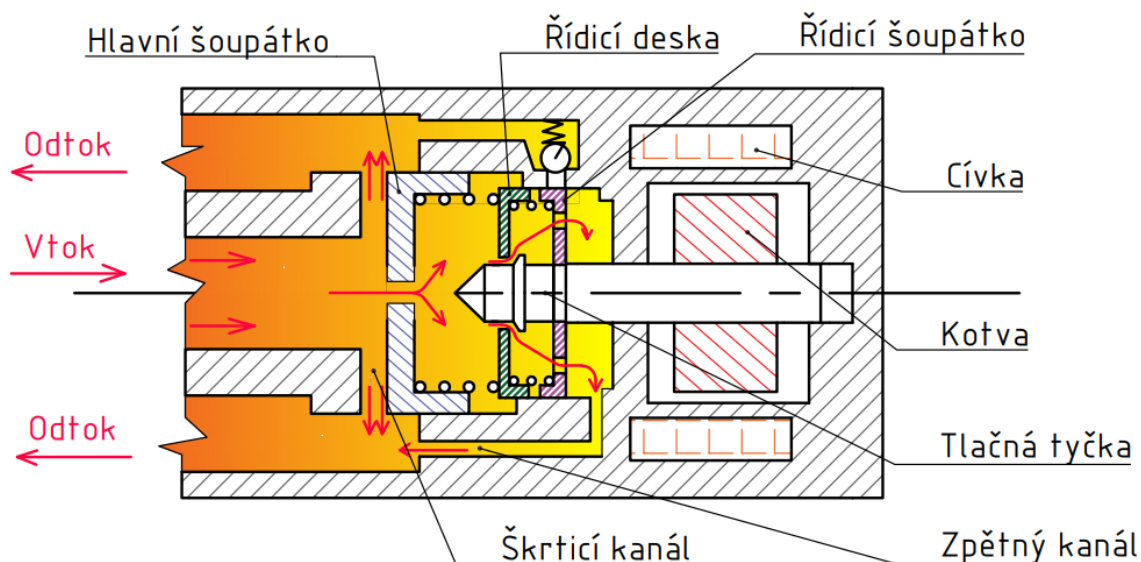
Velikost tohoto objemu může mít zásadní vliv, protože určuje, kolik oleje je do něj třeba přivést, aby došlo ke zvýšení tlaku. Čím menší tento objem bude, tím bude nárůst síly rychlejší, a tedy rychlejší celý pohyb hlavního šoupátka.

Ztrátový koeficient

Ztrátové koeficienty jednotlivých restriktivních prvků, zejména pak hlavního a řídicího šoupátka, mohou mít klíčový dopad na rychlost změny tlaku v tlumiči.

Velikost otvoru v řídicím šoupátku

Tento otvor se stará o vyrovnávání tlaku před a za šoupátkem. Pokud bude tento otvor větší, olej se za šoupátko dostane rychleji.



Obr. 4-4 Řez hydraulickým obvodem

4.2.2 Úprava magnetického aktuátoru

Zrychlení magnetického aktuátoru je možné dosáhnout třemi principy. První a nejjednodušší princip spočívá ve zvýšení rychlosti nárůstu proudu vlivem přebuzení vysokým napětím. Druhým principem je zvýšení síly, respektive snížení hmotnosti pohyblivých částí. Posledním principem je eliminace vířivých proudů, které se indukují v proměnném magnetickém poli.

Minimalizace vzduchových mezer v magnetickém obvodu

Vzduchové mezery fungují jako magnetický izolant snižují magnetický tok, což vede ke snížení maximální síly vyvoditelné aktuátorem.

Využití materiálu s vysokou mezí nasycení

Materiály jako Hiperco či Vacoflux mají výrazně vyšší permeabilitu a mez magnetického nasycení než běžné či křemíkové oceli. Tato skutečnost umožňuje zvýšení maximální síly, či zmenšení rozměrů aktuátoru.

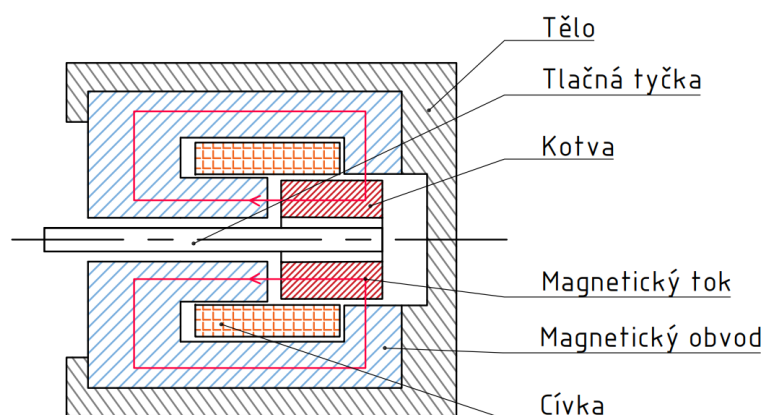
Eliminace vířivých proudů

Vířivé proudy, které vznikají v obvodu, mají za následek zpomalení nárůstu intenzity magnetického pole, a tedy i zpomalení nárůstu magnetické síly na požadovanou hodnotu. Proto je výhodné statické prvky magnetického obvodu navrhnout z materiálu SMC Sintex. Tento slinutý materiál vykazuje až 400krát menší elektrickou vodivost než běžné oceli, proto vznik vířivých proudů téměř eliminuje.

Tvarový přístup eliminace vířivých proudů není u uvedeného aktuátoru vhodný vzhledem k jeho malým rozměrům.

Návrh obvodu

Magnetický obvod **Obr. 4-5** je tedy výhodné vyrobit z materiálu SMC Sintex a kotvu z materiálu Vacoflux 50. Tlačnou tyčku je třeba navrhnout z materiálu lehkého a paramagnetického. Magnetický tok proudí skrz magnetický obvod a kotvu je přerušen mezerou na čele šoupátka, kterou se snaží zmenšit, díky tomu vzniká elektromagnetická síla. Vhodným tvarováním této mezery je možné dosáhnout požadované závislosti síly na proudu, která by měla být konstantní pro všechny pozice kotvy. Tato skutečnost je podstatná pro snadné řízení ventilu změnou proudu a pro snížení požadavků na přesnost výroby.



Obr. 4-5 Návrh magnetického obvodu

4.2.3 Zhodnocení

Tento koncept předpokládá návrh nového aktuátoru k současnému hydraulickému obvodu CES ventilu. Touto metodou by mělo být možné dosáhnout zrychlení bez negativního ovlivnění tvaru tlumicích charakteristik. Výhodou tohoto konceptu jsou i nižší silové požadavky na aktuátor, které umožňují zajistit nízké setrvačné hmoty pohyblivých částí.

4.3 Výběr vhodného konceptu

Zvoleným konceptem je úprava CES ventilu. Jeho nespornou výhodou je využití pokročilého hydraulického obvodu, který dokáže vyvodit požadované tlumicí charakteristiky a vyžaduje výrazně menší aktuátor. Nevýhodou oproti přímému ventilu je komplikovanější hydraulický systém, pro který je obtížné modelovat a najít další zlepšení.

4.4 Postup práce

Koncepční řešení

- Reverzní určování parametrů CES ventilu
 - Měření odezvy DCC tlumiče s CES ventilem za účelem zjištění vlivu aktuátoru na dobu odezvy **kapitola 4.5.1.**
 - Měření odezvy samotného CES aktuátoru **kapitola 4.5.2.**
 - Měření silové charakteristiky CES aktuátoru **kapitola 4.5.3**
 - Magnetostatická simulace pro určení materiálů CES aktuátoru **kapitola 4.5.4 a kapitola 4.5.5.**
 - Transientní magnetická simulace pro vyčíslení vlivu vířivých proudů na CES aktuátor **kapitola 4.5.6 a kapitola 4.5.7.**
- Simulace hydraulických poměrů **kapitola 4.6**

Konstrukční řešení

- Návrh nového aktuátoru **kapitola 5.1**
 - Magnetostatická simulace pro výběr nových materiálů **kapitola 5.1.1**
 - Magnetostatické simulace pro tvarovou optimalizaci magnetického obvodu **kapitola 5.1.2**
 - Transientní simulace pro zajištění vlivu vířivých proudů **kapitola 5.1.3**
 - Konstrukční návrh nového aktuátoru **kapitola 5.1.4**
- Měření charakteristik nového ventilu **kapitola 5.2**
 - Měření síly aktuátoru **kapitola 5.2.1**

- Měření odezvy nového aktuátoru **kapitola 5.2.2**
- Měření odezvy tlumiče **kapitola 5.2.3**

4.5 Určování parametrů CES ventilu

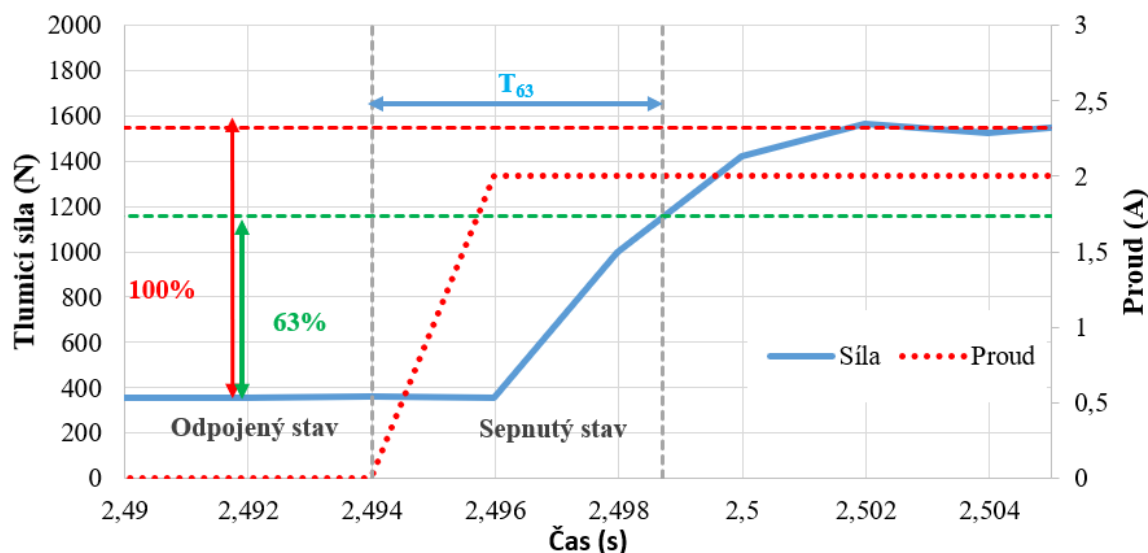
4.5.1 Měření odezvy DCC tlumiče

Prvním krokem k navržení nového ventilu je provedení série měření CES ventilu na DCC tlumiči, a to za účelem potvrzení myšlenky konceptu, že urychlením aktuátoru je možné dosáhnout zkrácení odezvy celého tlumiče. Proto bude sledován vliv rozdílné rychlosti buzení. Dalšími sledovanými aspekty bude celkový rozsah tlumících sil tlumiče, či vliv zatěžování v tahu a v tlaku. V neposlední řadě je třeba vyhodnotit, jak se na odezvě projeví rozdílná pístová rychlost.

Výsledky z měření slouží jako referenční výsledky pro vyhodnocení přínosu následující práce.

Definice odezvy

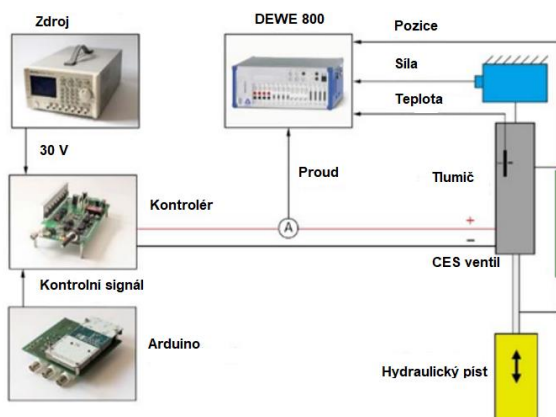
Doba odezvy tlumiče je definována jako čas mezi spuštěním ovládacího proudu a nárůstem tlumící síly na 63,3 % požadované hodnoty **Obr. 4-6**.



Obr. 4-6 Definice doby odezvy

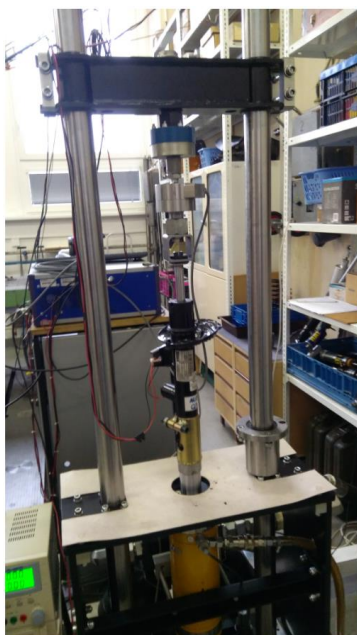
Samotná odezva je v grafu označena veličinou jako T_{63} , která je vymezena svislými přerušovanými čarami.

Měřicí aparatura



Obr. 4-7 Schéma měřicího obvodu [23]

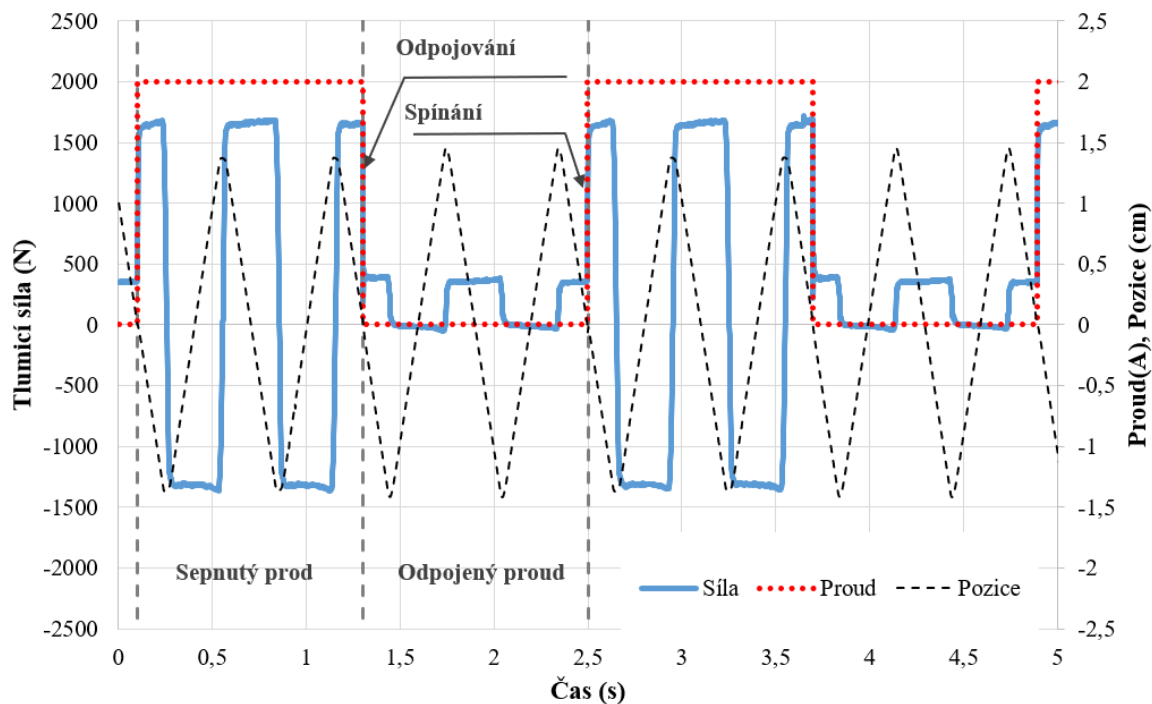
Odezva je měřena [23] na hydraulickém měřicím zařízení tlumičů společnosti Inova. Skládá se z měřeného tlumiče, hydraulického válce a senzorů upevněných v tuhém rámu **Obr. 4-8**. Soustava **Obr. 4-7** je vybavena tenzometrickým snímačem síly HBM U2AD1/2 [23] a odporovým snímačem polohy VLP15 \$A150 [23]. Proud je dán vstupním napětím do řídicího obvodu. Skutečný proud je měřen pomocí proudových kleští fluke I30S. Ke sběru dat je užito zařízení DEWE 800 se vzorkovací frekvencí 50 kHz [23]. Pro zpracování dat je použit software *Dewesoft*. Poloha pístu je řízena trojúhelníkovým průběhem polohy na čase a proud je dodáván rychlým proudovým regulátorem navrženým na Ústavu konstruování.



Obr. 4-8 Zapojení DCC tlumiče s ventilem CES v měřicí aparatuře

Průběh experimentu

V průběhu experimentu je píst tlumiče buzen trojúhelníkovým signálem přes hydraulický aktuátor. V polovině dráhy, tedy nulové poloze, by měla být rychlost nejstabilnější. V tomto okamžiku dojde ke změně napájecího proudu ventilu **Obr. 4-9**. Test se provádí pro zatížení tlumiče tahem i tlakem a pro stav sepnutí proudu a vypnutí proudu.



Obr. 4-9 Vliv změny proudu na tlumicí sílu

Podmínky experimentu a hledané hodnoty

U DCC tlumiče je provedena série experimentů.

Sledované parametry:

- Čas potřebný k dosažení 63 % finální hodnoty síly a proudu při spínání.
- Čas potřebný k poklesu o 63 % silového a proudového rozsahu při rozepínání proudu.
- Velikost koncové a počáteční síly na pístnici.

Zadávané parametry:

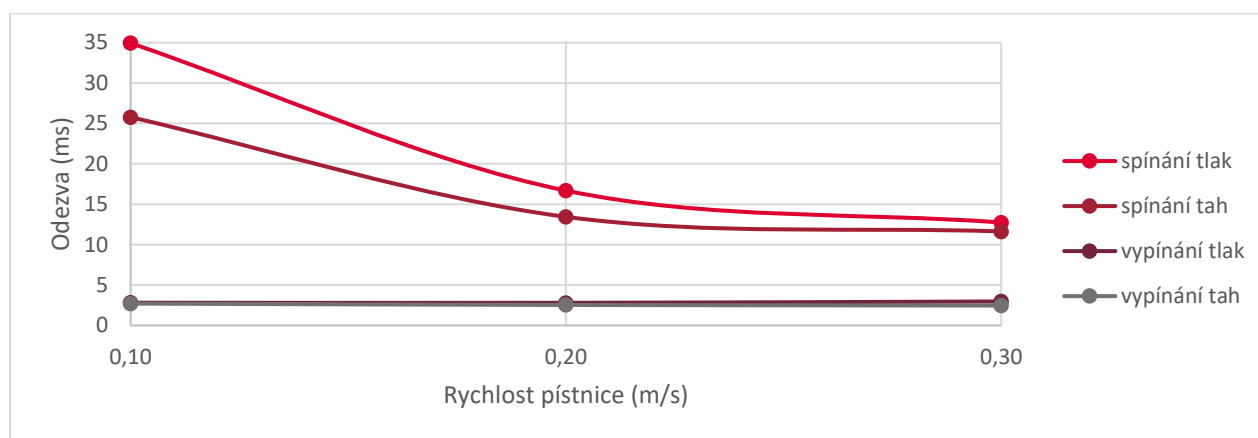
- Velikost napěťového přebuzení (rychlost náběhu proudu).
- Pístová rychlost tlumiče v .
- Způsob zatěžování tlumiče tahem či tlakem.
- Velikost počátečního proudu.

Vyhodnocení

Vyhodnocení jednotlivých experimentů se provádí pomocí skriptu v *Matlabu*. Tento program najde bod, kdy dojde ke změně ovládacího signálu a dopočítá dobu, za kterou naroste proud, nebo síla na požadovanou hodnotu. Obdobná metoda je použita k vyhodnocení doby poklesu. Měření se provádí pro pět hodnot, jejichž výsledky program zprůměruje a vyřadí zřejmě vadná měření.

Výsledky měření odezvy síly CDC tlumiče

Časová odezva změny síly o 63,3% výsledné hodnoty se pohybuje od 9,65 ms do 35,67 ms pro případ spínání proudu. V tomto případě dochází k uzavírání ventilu a nárůstu tlumicí síly. Pro případ vypínání proudu se odezva poklesu síly pohybuje od 1,84 ms do 2,80 ms. Celkový rozsah tlumicích sil je 3400 N, kde síla v tlaku i v tahu odpovídá přibližně 1700 N.



Obr. 4-10 Srovnání závislostí odezvy na rychlosti pohybu pístnice pro zatížení tahem a tlakem

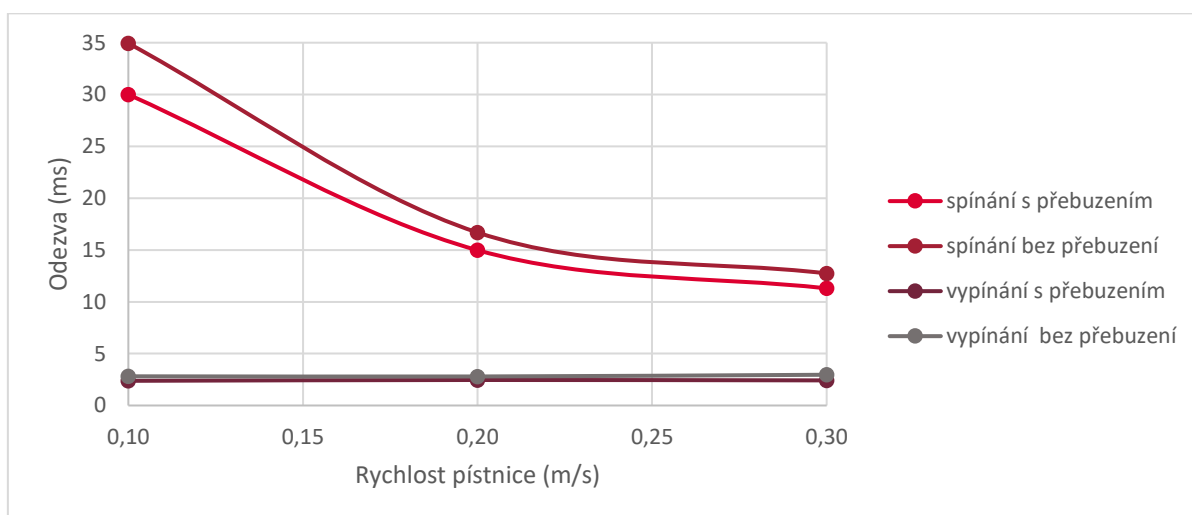
Na **Obr. 4-10** jsou zobrazeny silové odezvy pro jednotlivé druhy zatěžování. Nejvýraznější rozdíly se projevují mezi spínáním proudu a vypínáním proudu. Pomalá odezva při spínání může být způsobena:

- **Pružností kapaliny** – Kapalinu je třeba stlačit na určitý tlak a tím pádem zmenšit její objem. Tato změna je vykonána pohybem pístnice. Čím pomaleji se pístnice pohybuje, tím pomaleji narůstá tlak v kapalině. Proto je také děj tak silně závislý na rychlosti pístnice a dochází k rozdílnému chování v tahu i v tlaku, protože v těchto režimech pracují ve vysokém tlaku rozdílné objemy.
- **Rychlostí proudění** – Při nízkých rychlostech nedochází k tak výraznému škrcení kapaliny a ta může volněji protékat kolem hlavního i řídicího šoupátka, a tedy nedochází k jejímu stlačení. Naopak při vysokých rychlostech již škrticí prvky značně blokují průtok a dochází k výraznému nárůstu tlaku. Díky tomu je možné pozorovat závislost na rychlosti pístnice. Vzhledem k tomu, že poloha šoupátka je závislá na vyrovnání tlaku před a za šoupátkem, je klíčové, aby olej do řídicího objemu rychleji dotékal, než odtékal, aby docházelo k nárůstu jeho tlaku.

- **Hydraulickou silou působící na aktuátor** – Tato síla působí proti pohybu řídicího šoupátka a vyvolává jeho zpomalení.

Při vypínání proudu byla naopak odezva poměrně rychlá, a to je nejspíše způsobeno:

- **Hydraulickou silou působící na aktuátor** – Vzhledem k vysokému tlaku v tlumiči hydraulická síla rychle překoná odeznívající magnetickou sílu a otevře řídicí ventil rychleji, než jej dokáže aktuátor zavřít.
- **Poklesem tlaku za hlavním šoupátkem** – Po otevření řídicího ventilu je průtočný průřez na výstupu z řídicího objemu větší než otvor přítokový, což vede k rychlému poklesu tlaku. Přetlak v tlumiči vyvolá sílu na hlavním šoupátku v jednotkách desítek N a dojde k rychlému otevření zpětného kanálku.
- **Pružností kapaliny** – V tomto případě se kapalina chová jako stlačená pružina, ve které je akumulovaná energie. Síla vyvolaná tímto stlačením působí na hlavní šoupátko a způsobuje jeho rychlejší posun a otevření zpětného kanálku.

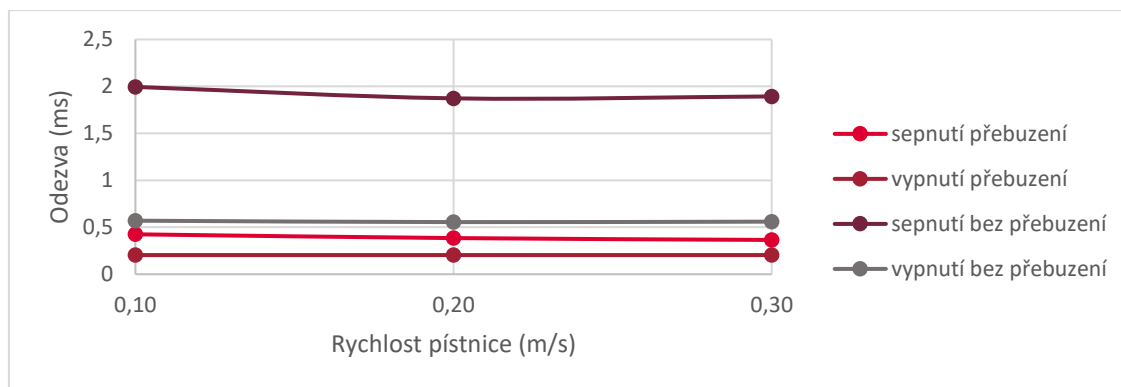


Obr. 4-11 Srovnání závislosti odezvy na rychlosti pohybu pístnice pro rychlé a pomalé buzení

Určitý vliv na odezvu má i použití rychlého řídicího obvodu **Obr. 4-11**, který spíná cívku s větším napětím, což způsobí rychlejší dosažení požadované hodnoty proudu, a tedy i síly. Zrychlený nárůst magnetické síly umožní rychlejší zavření řídicího otvoru, což zkrátí celkovou odezvu při spínání proudu o více jak 10 % (při pístové rychlosti 0,3 m/s). Tento parametr zkracuje i silovou odezvu při vypínání proudu.

Výsledky proudové odezvy

Na **Obr. 4-12** jsou odezvy pro spínání a vypínání proudu s hodnotou 1,6 A na 63,3 % požadované hodnoty. Pro různé rychlosti a způsoby napájení.



Obr. 4-12 Závislost proudové odezvy na rychlosti pro sepnutí a odpojení proudu

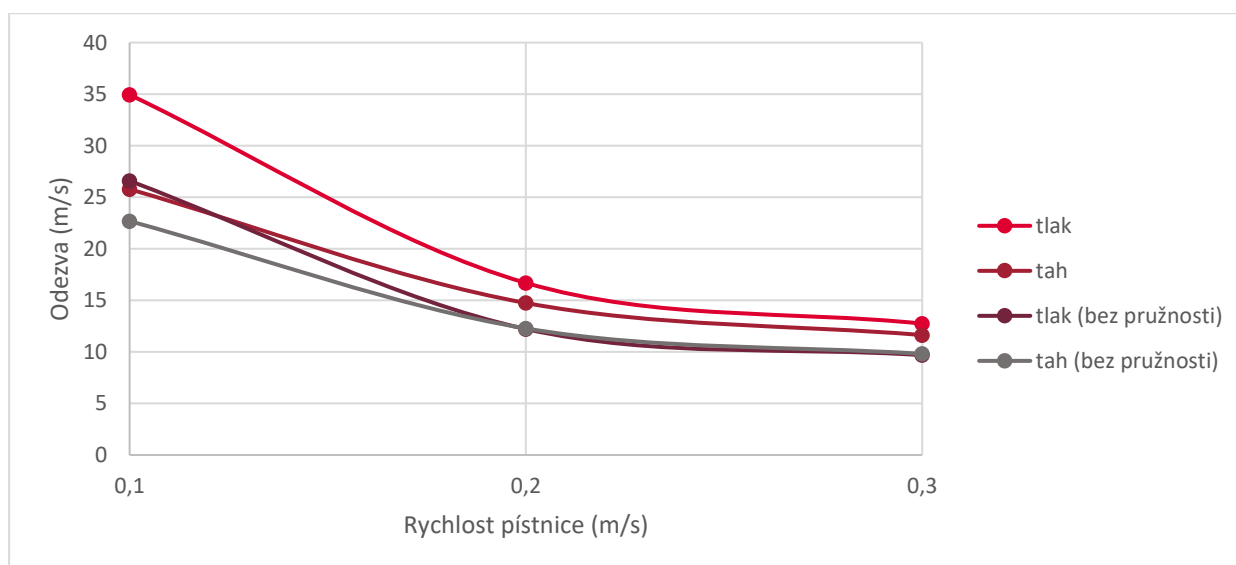
Náběh proudu nezávisí na způsobu zatížení tlumiče tahem či tlakem. Dále nemá vliv velikost rychlosti pístitnice, a tedy průtok oleje ventilem. Vliv vykazuje pouze velikost výsledného proudu a velikost přebuzení. Využití přebuzení 30 V vykazovalo zkrácení proudové odezvy při spínání proudu o 75 %. A o přibližně 60 % při vypínání proudu.

Na základě výsledků je jasné, že odezvy při vypínání proudu jsou již dostatečně rychlé a není potřeba dosahovat dalšího zlepšení. Proto se všechny následující kapitoly budou zabývat pouze významně pomalejším dějem při spínání proudou.

Vyhodnocení vlivu pružnosti kapaliny

Výrazná závislost odezvy na rychlosti pístitnice a rozdílné odezvy v tlaku jsou do velké míry vyvolány pružností kapaliny, protože při tlaku je stlačován větší objem než v tahu. Pro bližší vyhodnocení tohoto vlivu je třeba vytvořit matematický model, který uvažuje příslušný objem kapaliny, který je před ventilem stlačován, a vyhodnotit jeho vliv na odezvu.

(viz **Příloha 1**)



Obr. 4-13 Vliv stlačitelnosti kapaliny na odezvu při spínání proudu z 0-1,6 A

Obr. 4-143 zobrazuje, jak se projevuje pružnost kapaliny na odezvě v závislosti na rychlosti pístnice. Srovnává hodnoty odezvy po odečtení vlivu pružnosti s hodnotami odezvy s vlivem pružnosti kapaliny. Je vidět, že vliv stlačitelnosti je velmi významný a že po jeho odečtení se odezvy v tahu a v tlaku přiblížily. To, že zejména v nižších rychlostech je odezva v tahu a v tlaku stále rozdílná, vyvolávají rozdíly v ploše pístnice a mezikruží pístu, díky tomu je průtočná rychlost ventilem odlišná pro stejné rychlosti pístnice. I po odečtení vlivu pružnosti zůstala zachována jistá závislost na rychlosti pístnice, jelikož olej protéká skrz škrťací kanály. Pokud je rychlost malá, škrťání neomezuje průtok dostatečně, aby došlo k rychlému nárůstu tlaku.

Hodnocení

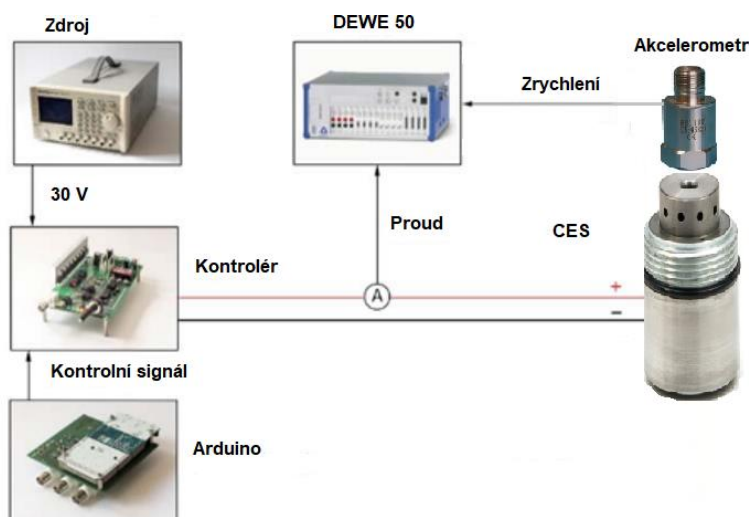
Z výsledků měření je patrné, že na odezvu tlumiče má vliv zejména rychlost průtoku oleje, vliv stlačitelnosti a rychlost samotného aktuátoru.

4.5.2 Měření odezvy CES aktuátoru

V kapitole 4.5.1 proběhlo měření celkové silové odezvy tlumiče a ukázalo se, že závisí i na rychlosti aktuátoru. Tato kapitola se zaměřuje vyhodnocení odezvy samotného aktuátoru. V tomto kontextu je odezva chápána jako doba, za kterou se kotva aktuátoru přesune z jednoho dorazu do druhého. Měření je provedeno na CES ventilu na DCC tlumiči. V tomto případě není tlumič zatížen, a průtok ventilem je tudíž nulový. Bude zkoumána doba mezi sepnutím proudu a nárazem tlačné tyčky do dorazu, který je zaznamenán pomocí akcelerometru.

Aparatura

Aparatura **Obr. 4-14** je tvořena CES ventilem, ke kterému je připojen piezoelektrický akcelerometr, který snímá data s frekvencí 50 kHz. O napájení ventilu se stará proudový kontrolér napájený laboratorním zdrojem. O řízení spínání proudu se stará arduino deska vysílající obdélníkový signál o frekvenci 1 Hz. Skutečný proud je měřen pomocí proudových kleští fluke I30S. O zpracování dat se stará zařízení DEWE 50. K vyhodnocení dat byl užit program *Dewesoft*.



Obr. 4-14 Měřicí aparatura odezvy CES aktuátoru.

Průběh experimentu

Kontrolér generuje obdélníkový signál o frekvenci 1 Hz, který budí proud. Tento proud vyvolává elektromagnetickou sílu na kotvě aktuátoru. Magnetická síla rozpohybuje šoupátko, které je zastaveno na dorazu. Toto rychlé zastavení vyvolá rázovou vlnu, která je zaznamenána akcelerometrem. Hledaná odezva je potom rozdíl času mezi počátkem nárůstu proudu a vznikem rázové vlny **Obr. 4-15**.

Vstupní parametry a nastavení

Měření je provedeno pro proudovou změnu z 0 na 1,6 A.

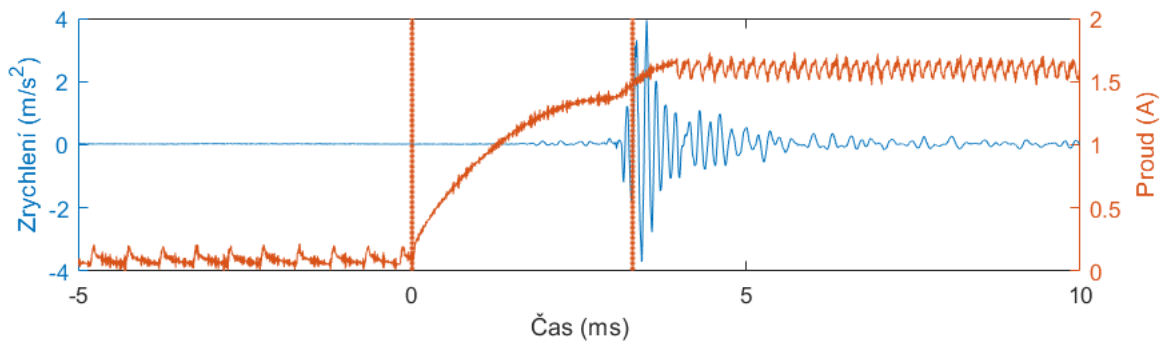
Pro tuto uvedenou proudovou změnu je uvažován pomalý nárůst proudu při napětí 14 V a zrychlený nárůst proudu při 30 V.

Výsledky

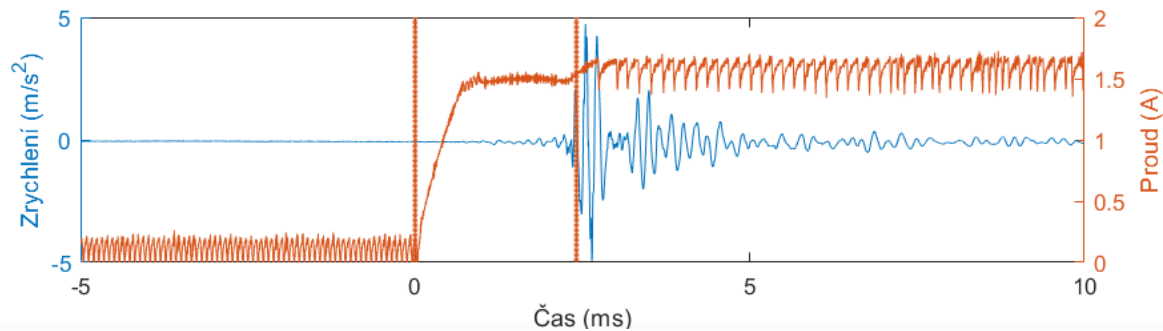
V **Tab. 4-1** jsou zaznamenány výsledky měření. Je zřejmé, že doba odezvy aktuátoru tvoří značnou část celkové odezvy tlumiče. Zrychlením nárůstu proudu vyšším napětím je možné dosáhnout urychlení o 28 %. Závislosti proudu na čase jsou zobrazeny na **Obr. 4-15** a **Obr. 4-16**, kde je zřetelná vyšší rychlost náběhu proudu při přebuzení.

Tab. 4-1 Výsledky měření odezvy CES ventilu

Měření	Doba zavření (ms)	Odezva proud 63 % (ms)
0-1,6 A 14 V	3,32	1,75
0-1,6 A 30 V	2,43	0,41



Obr. 4-15 Odezva CES aktuátoru při buzení 14 V



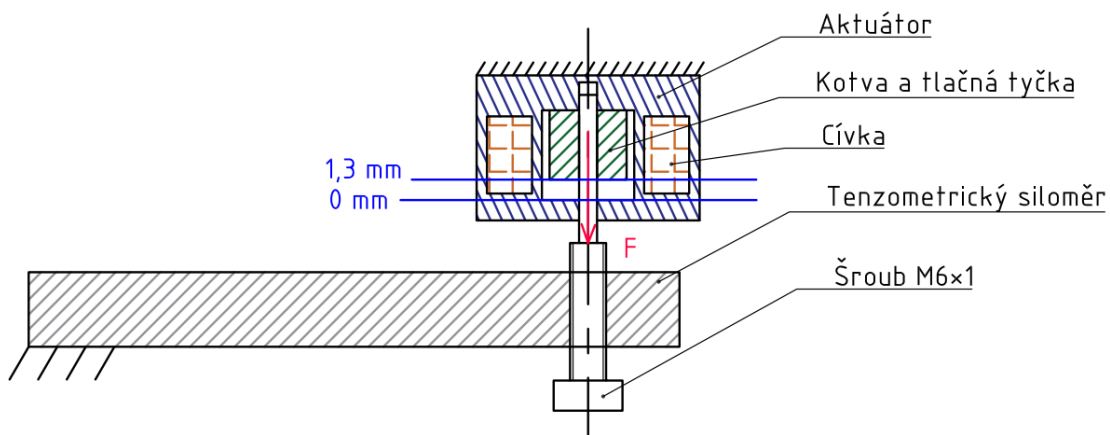
Obr. 4-16 Odezva CES aktuátoru při buzení 30 V

4.5.3 Měření síly CES aktuátoru

Dalším krokem k analýze současného CES ventilu je proměření silové charakteristiky ventilu. Touto charakteristikou se rozumí závislost síly na poloze pro různé proudy. Tento výsledek je klíčový pro návrh nového aktuátoru, protože určuje, jak velké síly musí být schopen vyvodit.

Měřicí aparatura

Na **Obr. 4-17** je schéma měřicí aparatury. Aparatura se skládá z aktuátoru CES ventilu, který je pevně připojen k rámu. Síla z tlačné tyčky je přenášena přes šroub M6 x 1 na ohybový tenzometrický siloměr, který je připevněn na opačném konci k rámu. Data ze siloměru i proudových kleští jsou přenášena přes zařízení DEWE 50 do počítače a zpracována pomocí programu *Dewesoft*.



Obr. 4-17 Aparatura pro měření síly aktuátoru v závislosti na poloze kotvy

Průběh měření

Šroub je dotažen na hranici polohy, kdy siloměr začne ukazovat zatížení. To znamená, že se kotva dotkne zadní stěny těla aktuátoru. Tato poloha je zvolena jako maximální (1,3 mm). Na cívku se přivede proud od 0 do 1,8 A pomocí protočení ovládacího potenciometru na zdroji. Data se zaznamenají. Napětí je nastaveno na 14 V.

Pro další polohu jádra je šroub povolen o 90°, což vyvolá posun polohy jádra o 0,25 mm. Proud je přiveden na cívku jako v předchozím případě.

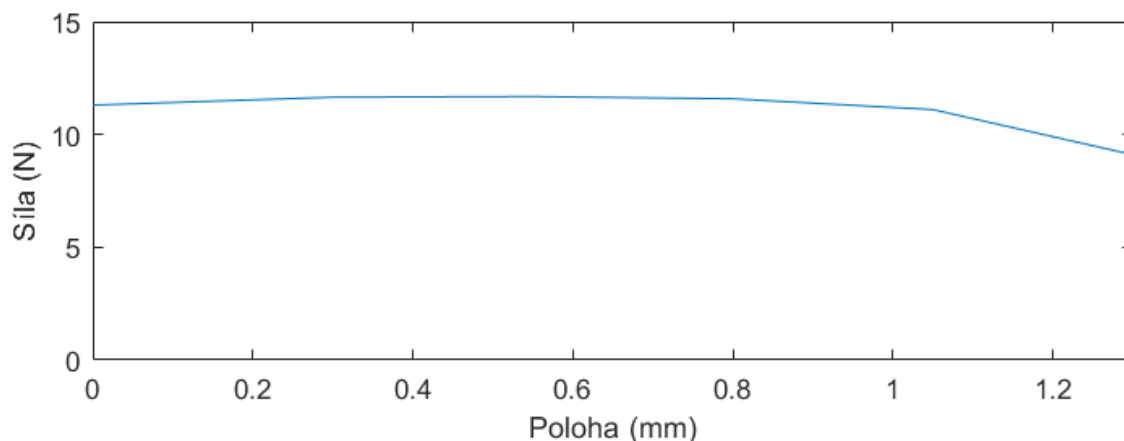
Celý proces se opakuje, dokud nedojde k překročení nulové polohy, kde již tlačná tyčka není v kontaktu se šroubem. Vyvozená síla je v tomto případě nulová.

Vyhodnocení

Pro jednotlivé polohy jsou vykresleny závislosti síly na ovládacím proudu. Pro proud 1,6 A je vykreslena závislost síly na poloze.

Výsledky měření

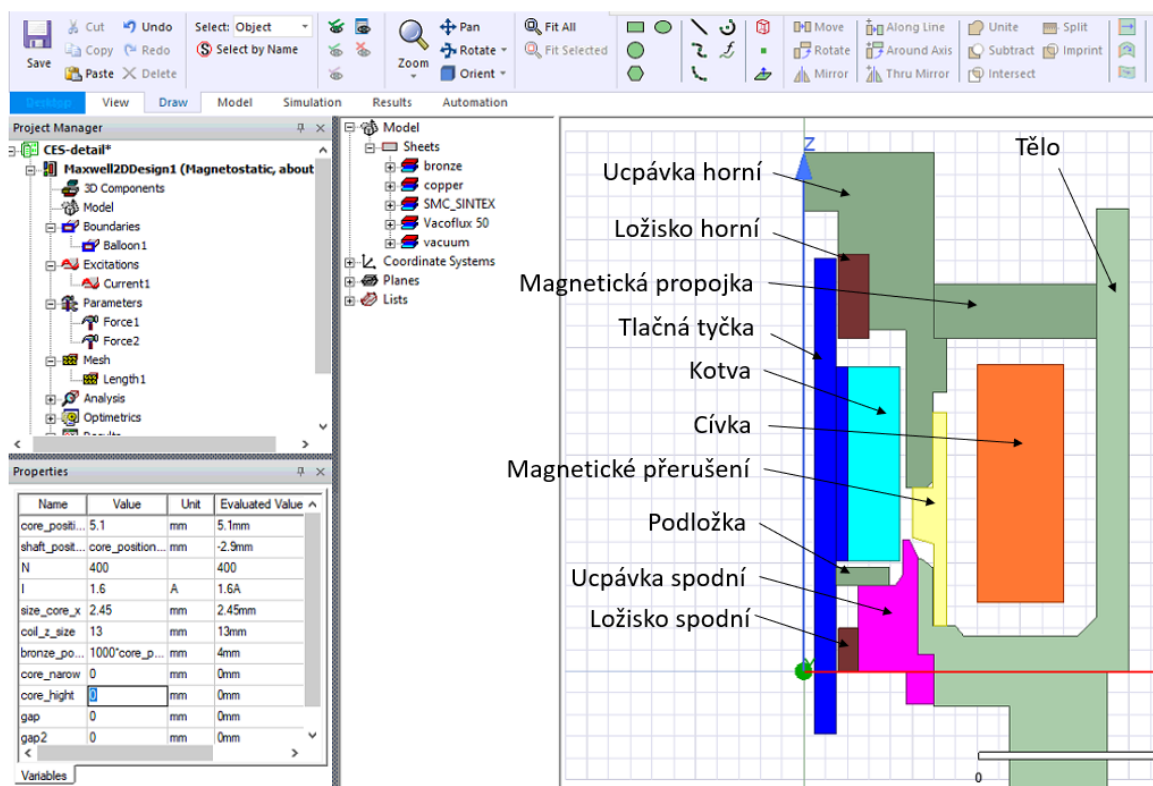
Na **Obr. 4-18** je zobrazena závislost síly na poloze pro proud 1,6 A. Je vidět, že aktuátor je navržen na konstantní závislost síly na poloze. Tato skutečnost je podstatná pro snadné řízení a snížení požadavku na přesnost výroby. Výsledky budou podrobněji rozebrány v **kapitole 4.5.4** při porovnání se simulací.



Obr. 4-18 Závislost síly na poloze kotvy při maximálním proudu 1,6 A

4.5.4 Magnetostatická simulace CES aktuátoru

Další hledanou skutečností jsou vlastnosti materiálů použitých na konstrukci CES aktuátoru. Na jeho povrchu nejsou patrné žádné drážky, které by značily snahu o potlačení vířivých proudů. Pro přesnější analýzu použitých materiálů je třeba srovnat naměřené silové charakteristiky z kapitoly 4.5.1 se simulovanými pro různé magnetické slitiny. K tomuto účelu je nutné vytvořit magnetostatickou simulaci v prostředí *Ansys Electronics*.



Obr. 4-19 Nastavení magnetostatické analýzy

Tvorba a import geometrie

Geometrie **Obr. 4-19** je vytvořena přímo v designovém prostředí *Ansys Electronics*, aby bylo možné dělat snadné úpravy a parametrizaci. Jednotlivým objektům je třeba přiřadit materiál. Materiály jsou voleny z knihovny materiálů. Cívce je přiřazen materiál měď, ložiskům bronz a zbytku magnetického obvodu je materiál přiřazen na základě jednotlivých simulací.

Nastavení simulace

Magnetostatická simulace je nastavena na 2D axisymetrii podle osy Z. Zmíněné zjednodušení vede ke zkrácení výpočetních časů, avšak vnese drobnou chybu, protože neuvažuje drážku v kotvě, která slouží k průtoku oleje skrz aktuátor. Kolem modelu je třeba vytvořit oblast *Ballon*, ve které se počítá magnetické pole.

Buzení

Buzení je vytvořeno pomocí příkazu *Current*, který aplikujeme na těleso cívky. Hodnotu zadáme pomocí dvou proměnných. První proměnnou je počet závitů $N = 400$ a druhým parametrem je proud I , který závisí na prováděné simulaci.

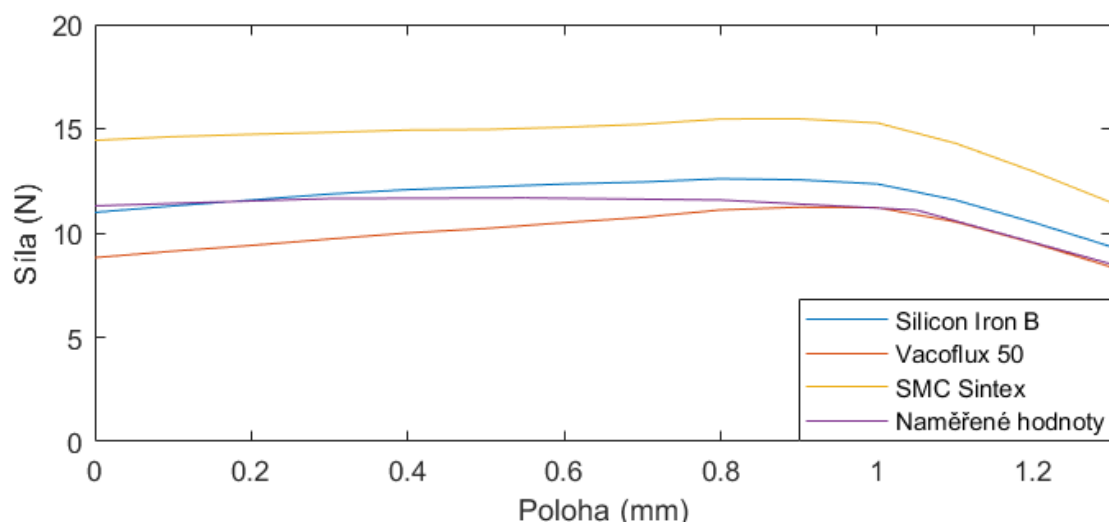
Nastavení parametrů

Pro zjištění síly působící na kotvu je potřeba tento parametr přidat do simulace a nastavit na tělesa hřídel a kotva.

4.5.5 Simulace pro zjištění materiálů obvodu

Tato simulace si klade za cíl určit jednotlivé materiály magnetického obvodu aktuátoru a zjistit možná zlepšení použitím materiálu jiného. Simulace probíhá při buzení proudem $I = 1,6$ A. Zkoumanou závislostí je velikost síly na kotvě v závislosti na poloze kotvy. Jako materiál přerušování obvodu a tlačné tyčky je zvolena nerezová ocel. Tato ocel vykazuje jen velmi nízkou permeabilitu v porovnání s běžnou ocelí, avšak výraznější než u běžných paramagnetických látek. Tento materiál obdobně jako u reálného ventilu vykazuje slabou interakci s permanentním magnetem. Materiál zbytku obvodu je v této simulaci neznámým parametrem. Proto bude simulace provedena pro křemíkovou ocel Carpenter Silicon iron B, dále pro SMC Sintex a pro magnetickou slitinu Vacoflux 50. Simulace probíhá pomocí nastavení z **kapitoly 4.5.4**.

Na **Obr. 4-20** je závislost síly na poloze pro zmíněné materiály v porovnání s naměřenými hodnotami v **kapitole 4.5.1**. Je zřejmé, že se vypočtené hodnoty pohybují v podobných hodnotách jako naměřená data, avšak pro žádný uvedený materiál nejsou stejné. Největší podobnost vykazuje křemíková ocel Carpenter.



Obr. 4-20 Závislost síly na poloze kotvy při 1,6 A pro materiály SMC Sintex, Carpenter Silicon iron B a Vacoflux 50

Výsledek napovídá, že současný aktuátor není tvořen speciálními permaslitinami, a je tedy možné předpokládat odlehčení kotvy. Obdobně lze předpokládat, že obvod není tvořen slinutým materiálem Sintex, který má velmi specifickou strukturu. Díky tomu je možné očekávat i zlepšení z hlediska vířivých proudů.

4.5.6 Obecné nastavení transientní simulace magnetického pole

Simulace v **kapitole 4.5.4** dokáže vypočítat pouze maximální hodnoty síly působící na kotvu, ale neurčí, v jakém čase k tomu dojde. Za tímto účelem je třeba vytvořit novou simulaci pomocí nastavení *Transient*. Tato simulace již uvažuje vířivé proudy a je možné dosadit časovou závislost proudu naměřenou v **kapitole 4.5.2**. Výsledkem simulace by měla být znalost vlivu vířivých proudů na celkovou odezvu.

Tvorba a import geometrie

Geometrie je vytvořena přímo v designovém prostředí *Ansys Electronics*, aby bylo možné dělat snadné úpravy a parametrizaci. Volba materiálů závisí na prováděné simulaci.

Nastavení simulace

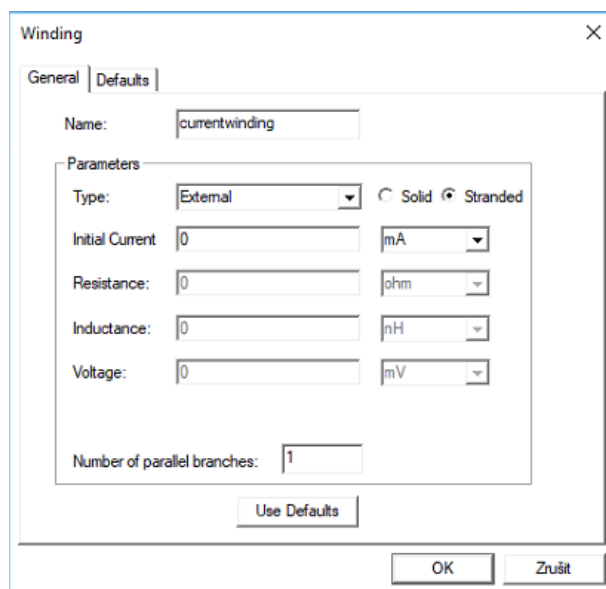
Simulace je nastavena na 2D axisymetrii podle osy Z. Zmíněné zjednodušení vede ke zkrácení výpočetních časů, avšak vnese drobnou chybu, protože neuvažuje drážku v kotvě, která slouží k průtoku oleje skrz aktuátor. Kolem modelu je třeba vytvořit oblast *vector potencial*, ve které se počítá magnetické pole.

Buzení

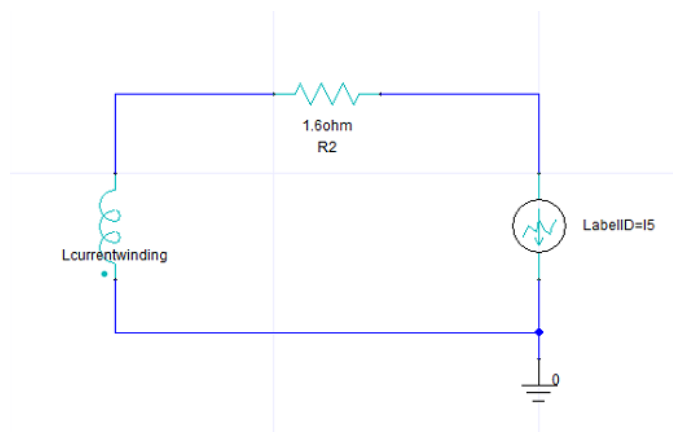
Na těleso cívky je přiřazena funkce *coil*, kde je nastaven počet závitů $N = 400$. Tato hodnota byla změřena spočítáním závitů originální cívky. Následně je vytvořen prvek *winding*, ke kterému je cívka přiřazena. Vzniklá tabulka elementu *winding* je vyplněna jako na obrázku **Obr. 4-21**.

Následně je potřeba definovat externí obvod, který umožňuje zadat proudovou závislost. Ve stromě se vybere záložka *Excitation – External circuit – Edit external circuit*. Otevře se okno, ve kterém je možné nahrát nebo editovat obvod.

Samotný obvod **Obr. 4-22** je tvořen cívkou, která je přiřazena k cívce v modelu. Dalším prvkem je rezistor, který udává odpor cívky. Odpor je nastaven na hodnotu $R = 1,6 \Omega$. Velmi podstatný prvek obvodu je zdroj, který nám umožní nastavit parametr proudu pro určitý čas. Nakonec je třeba do obvodu přidat uzemnění.



Obr. 4-21 Nastavení elementu winding.



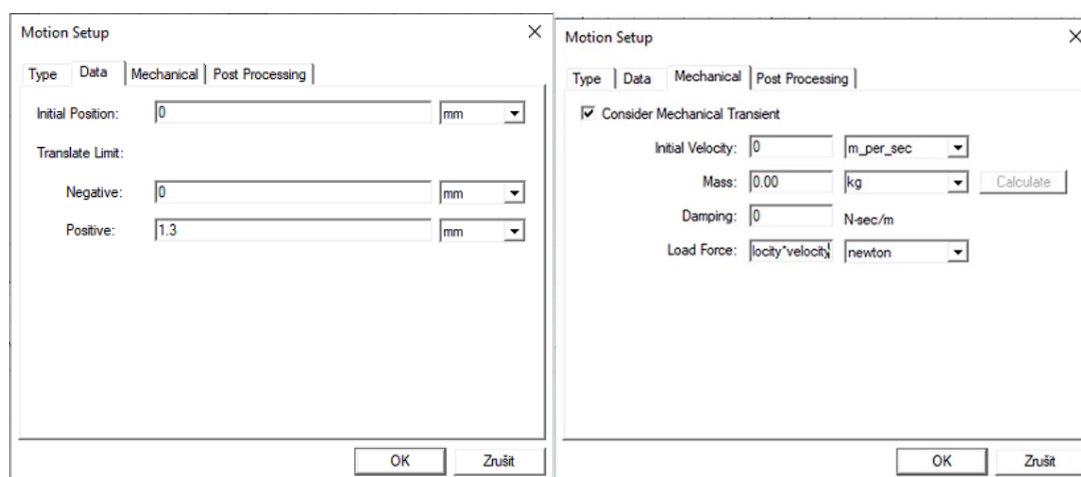
Obr. 4-22 Budicí obvod

Vířivé proudy

Pro správné fungování modelu je potřeba do výpočtu zadat vznik vířivých proudů. Pravým tlačítkem je rozkliknuta záložka *excitation* ve stromu a vybrána možnost *set eddy effect*. V otevřeném okně je třeba vybrat tělesa, pro který mají být proudy počítány. Tento výběr záleží na příslušné simulaci. Vířivé proudy vznikají jak změnou magnetického pole vlivem nárůstu proudu, tak vlivem pohybu kotvy v magnetickém poli. Aby bylo možné tyto vlivy správně vyčíslit, je nutné nastavit možnost pohybu.

Nastavení pohybu

Nejprve je třeba definovat oblast *band*, ve které bude řešič uvažovat pohyb těles. Tato oblast pokrývá jen možná místa výskytu kotvy a tlačné tyčky. Oblast nesmí zasahovat do statických těles. Po definování oblasti vznikne okno **Obr. 4-23**, ve kterém je třeba nastavit rozsah pohybu od 0 do 1,3 mm. Pod záložkou *mechanical* je možné nastavit hmotnost pohybujících se těles a síly, která na ně působí.



Obr. 4-23 Nastavení pohybu kotvy a hřídele v programu Ansys Electronics

Hmotnost pohyblivých těles je nastavena na 6,2 g. Hydraulická síla působící proti pohybu šoupátka je definována podle rovnice:

$$F_{odpor} = \frac{1}{2} \cdot C \cdot \rho_o \cdot S_{kotva} \cdot v_{kotva}^2 + \eta_o \cdot v_{kotva} \left(\frac{S_{kotva} b}{h_{kotva}} + \frac{S_{ložisko}}{h_{ložisko}} \right) \quad (1)$$

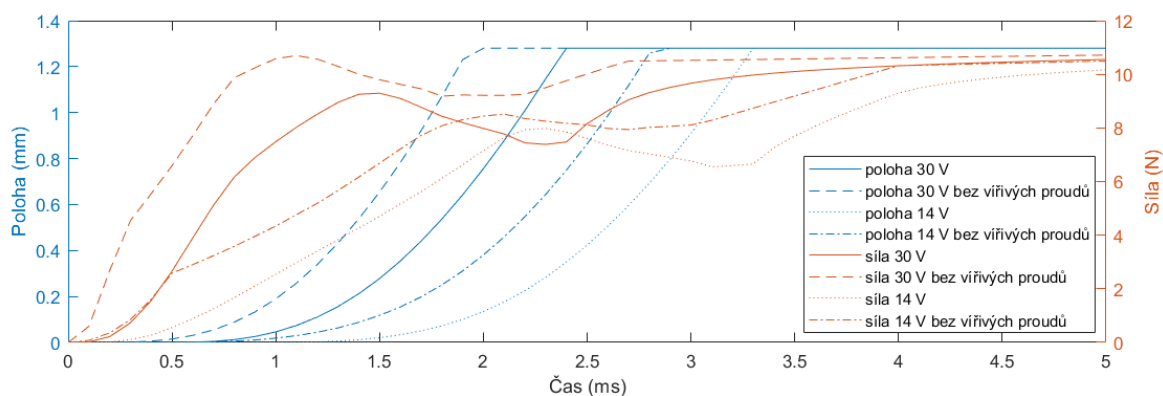
Kde první část souvisí s hydraulickým odporem čela kotvy a druhá rovnice s viskózním třením v ložiscích a kolem kotvy.

C je součinitel odporu, který pro rovnou desku je 1,2. Další veličinou je hustota oleje $\rho_{ol} = 870 \text{ kg/m}^3$ a dynamická viskozita oleje $\eta_o = 0,018 \text{ Pa/s}$. S_{kotva} značí čelní průřez pohyblivých částí. v_{kotva} značí aktuální rychlost kotvy. $S_{kotva b}$ značí plochu stěny kotvy a $S_{ložisko}$ součtovou plochu stěny obou ložisek. Vůle mezi kotvou a aktuáterem je $h_{kotva} = 0,2 \text{ mm}$. Vůle v ložisku je $h_{ložisko} = 0,01 \text{ mm}$.

4.5.7 Simulace pro zjištění vlivu vířivých proudů na odezvu aktuátoru

Simulace je provedena jak pro běžné buzení 14 V, tak pro přebuzení 30 V. Materiály magnetického obvodu jsou voleny podle výsledku **kapitoly 4.5.4**.

Na **Obr. 4-24** jsou zobrazeny závislosti polohy a síly na čase pro buzení proudem 1,6 A a napětí 30 V a 14 V. Je zřejmé, že určené materiály reflektují skutečnost, kdy odezva aktuátoru při pomalém buzení odpovídá 2,4 ms a při rychlém buzení 3,3 ms. Tyto hodnoty se odchyľují pouze v řádech jednotek procent od hodnot naměřených.



Obr. 4-24 Závislost polohy a síly na čase pro originální ventil buzený proudem 1,3 A a napětí 30 V a 14 V

Tab. 4-2 Odezvy posunu kotvy aktuátoru při buzení proudem 1,6 A

	Odezva (ms)	Odezva bez vířivých proudů (ms)
30 V (rychlé buzení)	2,3	1,8
14 V (pomalé buzení)	3,2	2,7

Podle analýzy **Obr. 4-24 a Tab. 4-2** zjistíme, že ovlivnění vířivými proudy je shodné pro rychlé buzení 30 V i pomalé buzení 14 V. Tato skutečnost značí, že rychlosti kotvy v dorazu jsou podobné, a tedy i vzniklé vířivé proudy jsou podobné. Úplnou eliminací vířivých proudů by bylo možné šoupátko urychlit o 0,5 ms. Urychlení nárůstu proudu má v tomto případě větší význam, protože umožňuje zrychlení kotvy až o 0,9 ms. Tato hodnota se výrazně blíží naměřeným hodnotám v **kapitole 4.5.2**.

4.6 Simulace hydraulického obvodu

K simulaci dějů v hydraulickém obvodu je využito programu *Simscape hydraulics*, který je součástí balíčku *Simulink* v matematickém programu *Matlab*. Tento program umožňuje modelovat hydraulické obvody na základě primitivních hydraulických prvků jako jsou škrtecí ventily, hydraulické písty apod. Celá sestava je poté převedena na sestavu diferenciálních rovnic, které vyřeší jeden z implementovaných řešičů. Základní princip modelu vychází z modelu Anderse Gällsjöa [32], který je upraven pro software *Simscape*.

4.6.1 Model tlumiče

Model tlumiče je vytvořen podle **Obr. 4-25**. Žluté čáry a prvky značí hydrauliku, zelené mechaniku a červené jsou signály.

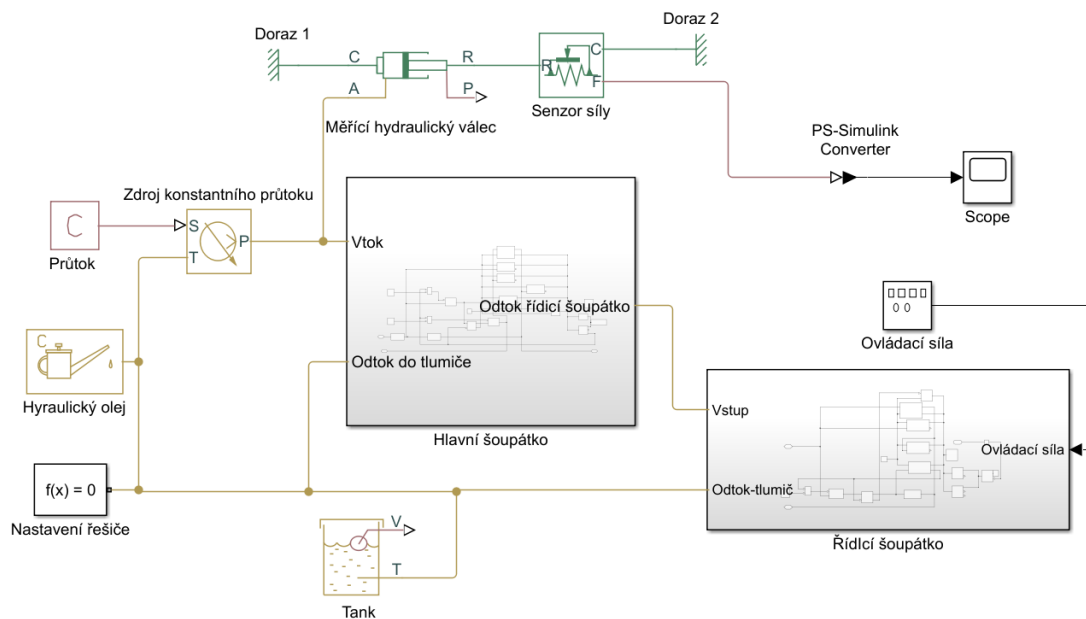
Samotný hydraulický olej je modelován jako stlačitelný s modulem objemové pružnosti $K_s = 1,5 \text{ Gpa}$ [32]. Hustota oleje je 843 kg/m^3 a viskozita odpovídá $20,7 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ [32].

Zdrojem energie je zdroj konstantního průtoku, kde je průtok určen plochou pístnice tlumiče $S_p = 3,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ a její rychlostí. Pro měření síly působící na pístnici je hned za zdroj umístěn hydraulický válec, jež je pevně ukotven v dorazech na obou stranách. Plocha pístnice válce odpovídá S_p při zatížení tlakem a $S_l = 4,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ při zatížení tahem. Vzniklá síla je snímána pomocí senzoru síly a výsledná závislost síly na poloze je zobrazena pomocí prvku *scope*.

Dalším prvkem v hydraulickém obvodu je hlavní šoupátko, jehož vnitřní struktura bude vysvětlena v další kapitole. Do šoupátka vstupuje olej pod vysokým tlakem a vede z něj výstup do řídicího šoupátka a druhý výstup zpět do tlumiče.

Samotné řídicí šoupátko potom ovládá tlak na řídicím kanálu a olej z něj odtéká zpět do tlumiče. Ovládací síla od aktuátoru je modelována generátorem signálu pomocí čtvercového signálu.

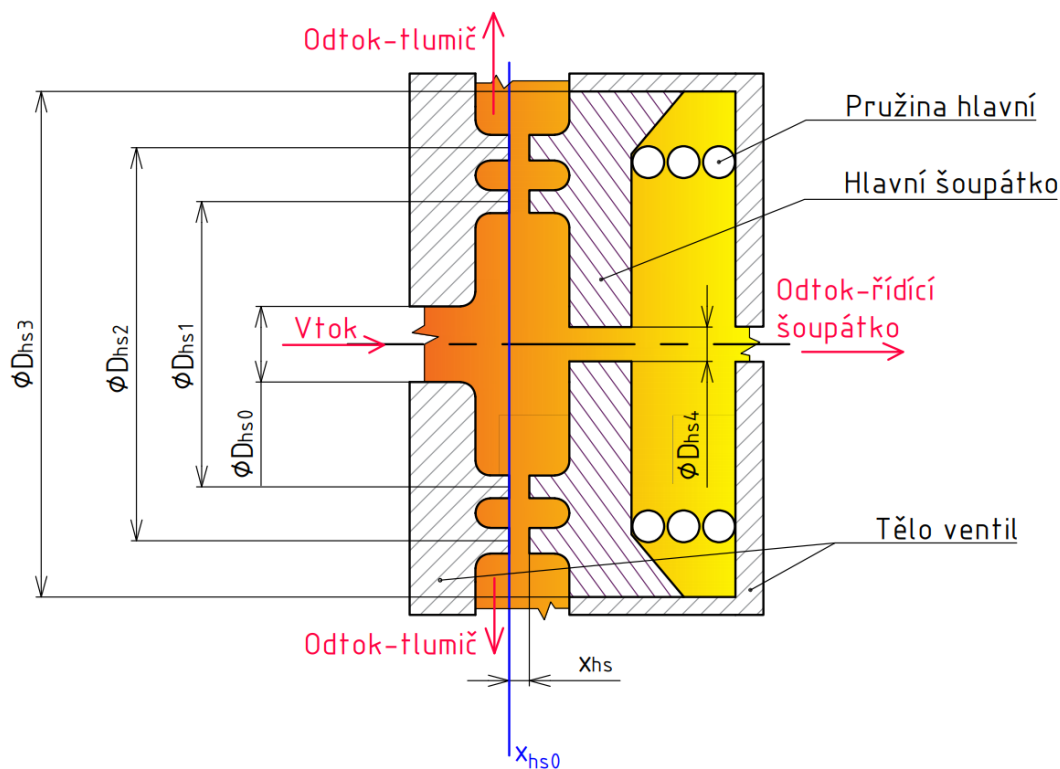
Posledním prvkem hydraulického obvodu je tank, který určuje počáteční přetlak v tlumiči a slouží jako zásobník oleje.



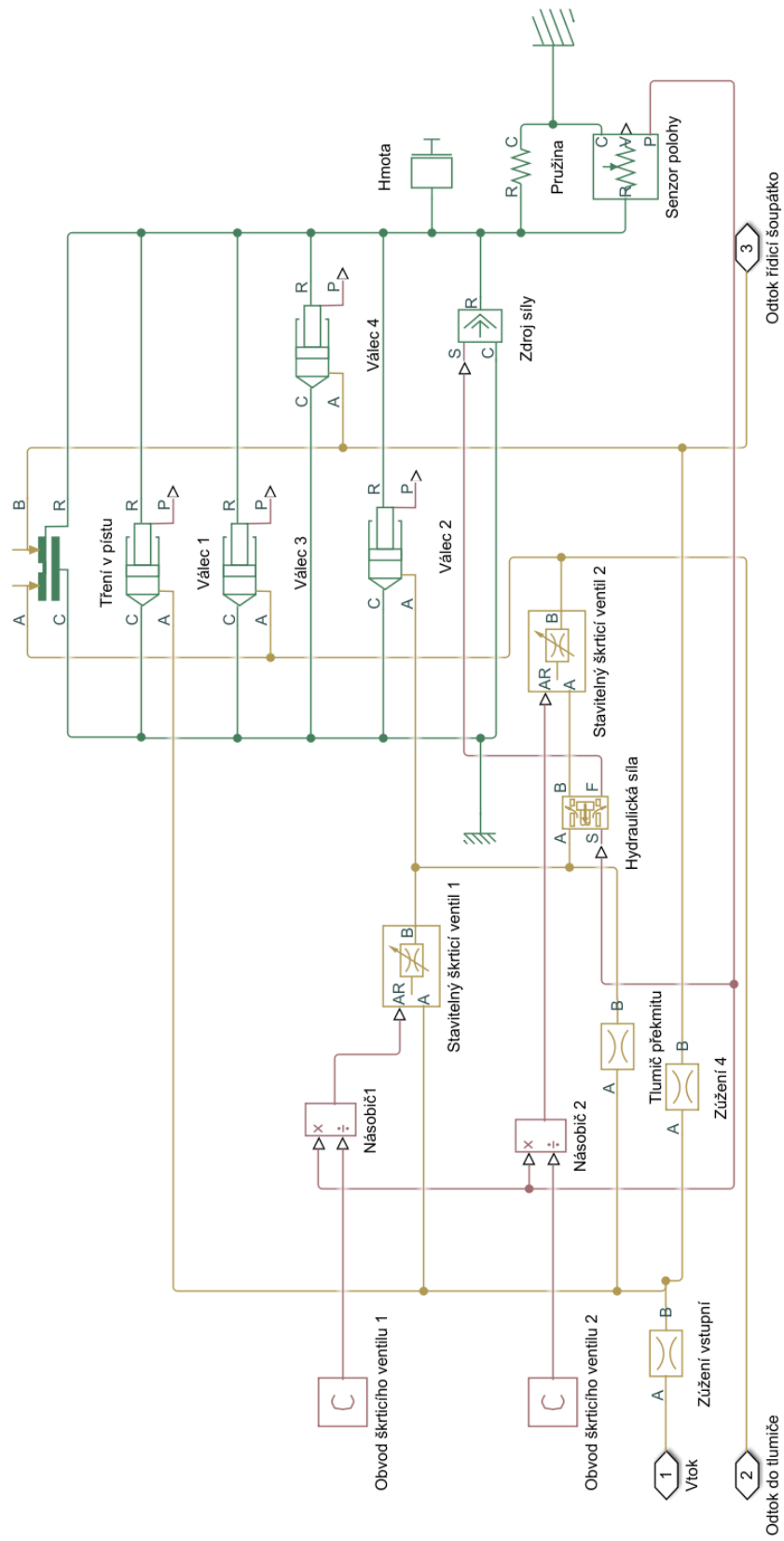
Obr. 4-25 Schéma modelu tlumiče v Simscape hydraulics

4.6.2 Model hlavního šoupátka

Na **Obr. 4-26** je zobrazen náčrt modulu hlavního šoupátka, který zobrazuje jeho klíčové součásti.



Obr. 4-26 Náčrt hlavního šoupátka



Obr. 4-27 Schéma modelu hlavního šoupátka v Simscape hydraulics

Na základě tohoto náčrtu je vytvořen model **Obr. 4-27**. Na vtoku do modelu je zúžení o průměru $D_{hs0} = 4,8$ mm. Následně olej proudí před šoupátko. Tento objem je rozdělen na 3 sektory ohraničené jednotlivými škrticími ventily. Každý z těchto sektorů je modelován jako jeden hydraulický válec. Tyto hydraulické válce jsou vzájemně paralelně spojeny, což vede ke společnému pohybu jejich pístnic. Tyto pístnice jsou napojeny na pružinu o tuhosti $k = 10$ kN/m. Stlačení pružiny x_{hs} je měřeno pomocí senzoru polohy. K mechanické části je přidána hmotnost šoupátka $m_{hs} = 4,2$ g.

První válec je spojen přímo s oblastí vysokého tlaku za vstupním zúžením. Průřez válce je dán průměrem $D_{hs1} = 5,5$ mm. Odtud proudí olej do druhého válce skrz stavitelný škrticí ventil 1 *variable area orifice*. Průřez ventilu je dán polohou x_{hs} a obvodem ventilu, který vychází z průměru D_{hs1} . Mrtvý objem pístu $V_1 = 2,28 \cdot 10^{-4}$ m³ simuluje celkový objem kapaliny v tlumiči před ventilem. Ztrátový koeficient ventilu C_{d1} nabývá hodnoty od 0,4 do 1 [32]. Tento program neumožňuje zadat zmíněný parametr jako proměnný, proto byl zvolen $C_{d1} = 0,7$.

Druhý válec je dán průřezem mezikruží mezi D_{hs1} a D_{hs2} , kde $D_{hs2} = 9,6$ mm. Mrtvý objem je $V_2 = 1 \times 10^{-7}$ mm³. Odtud pokračuje olej přes stavitelný škrticí ventil 2 do třetího válce. Průřez ventilu vychází z jeho obvodu a polohy x_{hs} . Ztrátový koeficient ventilu C_{d1} nabývá hodnoty od 0,4 do 1 [32]. Tento program neumožňuje zadat zmíněný parametr jako proměnný, proto byl zvolen $C_{d2} = 0,7$.

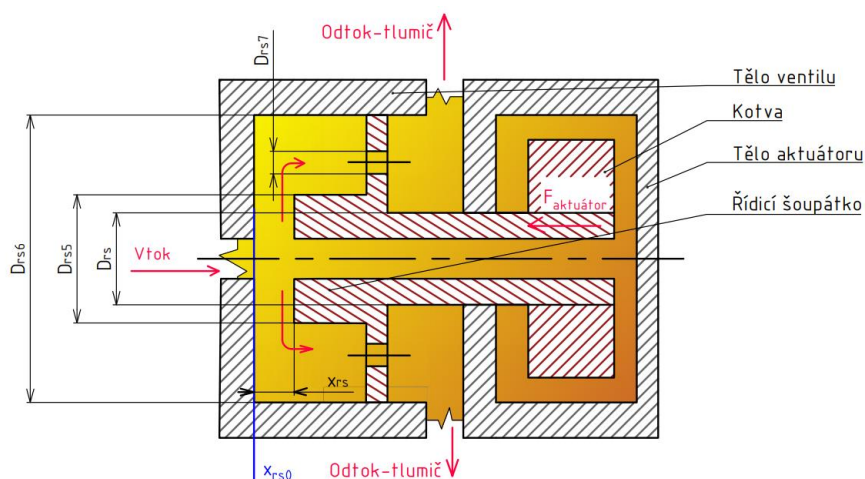
Třetí válec je dán průřezem mezikruží D_{hs2} a D_{hs3} kde $D_{hs3} = 14$ mm. Mrtvý objem $V_3 = 3,1 \cdot 10^{-4}$ mm³ odpovídá objemu tlumiče za ventilem.

Z oblasti s vyšším tlakem proudí olej také skrz zúžení 4 do oblasti za šoupátkem. Zúžení je dáno průměrem $D_{hso} = 0,6$ mm a ztrátovým koeficientem $C_{d4} = 0,95$.

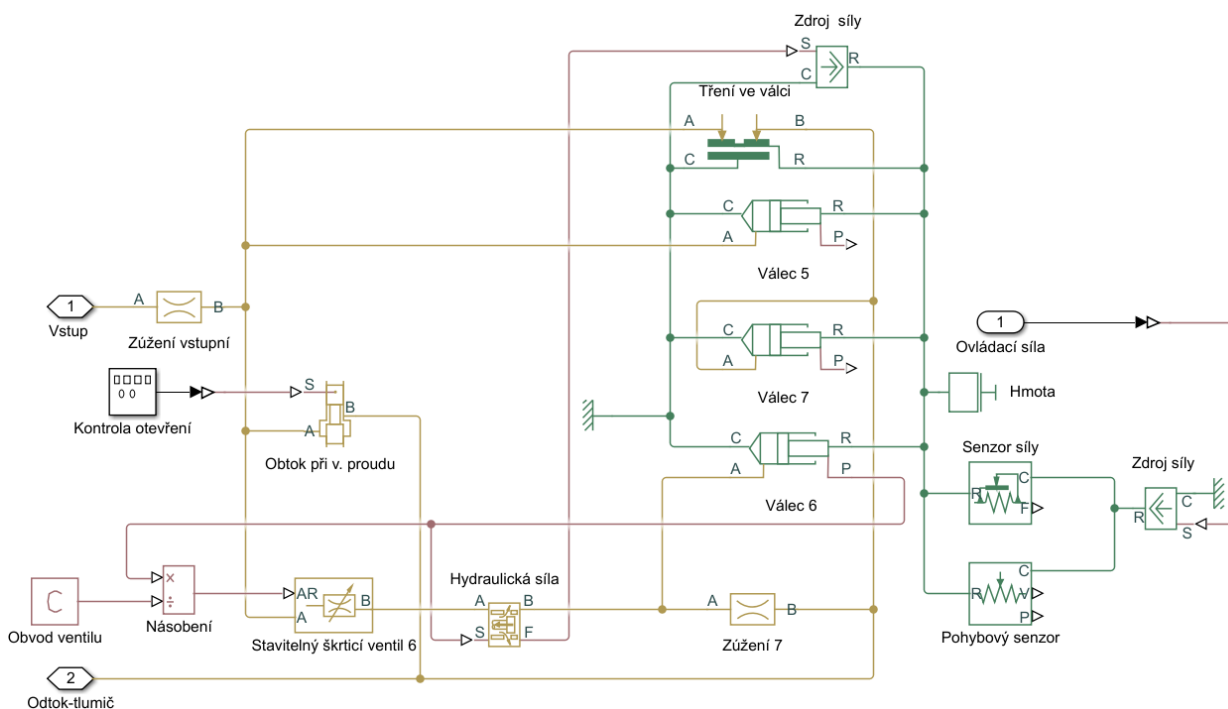
Oblast za šoupátkem je modelována jako další hydraulický válec působící v opačném směru, jehož průřez je dán průměrem D_{hs3} . Mrtvý objem je $V_4 = 7,5 \cdot 10^{-7}$ mm³. Odtud pokračuje tok dále do řídicího šoupátka.

Za prvním ventilem je umístěn blok, který dopočítává hydraulickou sílu vzniklou změnou směru kapaliny, dále je model doplněn o blok, který modeluje tření v kapalině v uložení šoupátka.

4.6.3 Model řídicího šoupátka



Obr. 4-28 Náčrt řídicího šoupátka



Obr. 4-29 Schéma modelu řídicího šoupátka v Simscape hydraulics

Klíčové prvky pro modelování řídicího šoupátka jsou zobrazeny na **Obr. 4-28**. Podle něj vznikl model na **Obr. 4-29**.

Olaj do řídicího šoupátka přitéká z oblasti za hlavním šoupátkem a vstupuje do válce 5, který modeluje tlak na čele tlačné tyčky. Průřez válce je dán mezikružím mezi průměry D_{rs} a D_{rs5} . Velikost mrtvého objemu je $V_5 = 5,53 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$. Odtud olej pokračuje skrz stavitelný škrtkový ventil do válce 6. Průřez ventilu je dán jeho obvodem, který je určen průměrem $D_{rs5} = 3,5 \text{ mm}$ a polohou x_{rs} . Ztrátový koeficient je $C_{d5} = 0,95$.

Šestý válec je určen průřezem mezikruží mezi průměry D_{rs5} a D_{rs6} , kde $D_{rs6} = 10$ mm. Mrtvý objem je $V_6 = 1 \cdot 10^{-7}$ m³. Odtud olej pokračuje skrz 6 otvorů o průměru $D_{rs7} = 1$ mm do válce 7, jenž působí v opačném směru. Plocha válce odpovídá ploše mezikruží mezi poloměrem D_{rs6} a D_{rs} . Následně olej vytéká zpětným kanálkem zpět do tlumiče.

Za zpětný stavitelný ventil je zařazen prvek počítající hydraulickou sílu vzniklou vlivem změny směru proudu kapaliny.

K mechanické části je připojen ideální zdroj síly, který modeluje ovládací sílu aktuátoru na základě vstupního obdélníkového signálu o amplitudě 11 N.

4.6.4 Porovnání modelu s měřeními

V **Tab. 4-3** je zobrazeno srovnání výsledků modelu s výsledky měření tlumiče. Samotný model vykazuje značné zjednodušení zejména v určování ztrátových koeficientů jednotlivých prvků. Pro správné určení by bylo třeba provést samostatné měření ztrátového koeficientu C_d pro každý prvek tlumiče. Proto nejsou výsledky modelu zcela totožné s realitou. V případě maximálních sil je model velice blízko skutečnosti, avšak vykazuje značné odchylky ve stavu s odpojeným proudem. Tento problém se dá připsat ztrátovým koeficientům, kdy v případě vypnutého proudu je třeba u restriktivních prvků očekávat výrazně nižší ztrátový koeficient než při proudu sepnutém.

Model zkoumá samotný vliv hydraulického obvodu a rychlost nárůstu síly v pístnici. Nárůst síly aktuátoru je uvažován jako ideální, proto je u modelu třeba čekat výrazně kratší odezvu oproti skutečnosti.

Vzhledem k použitým zjednodušením není možné od modelu očekávat nominálně přesné výsledky, ale poslouží k určení trendů, které mají vybrané konstrukční uzly na výslednou odezvu.

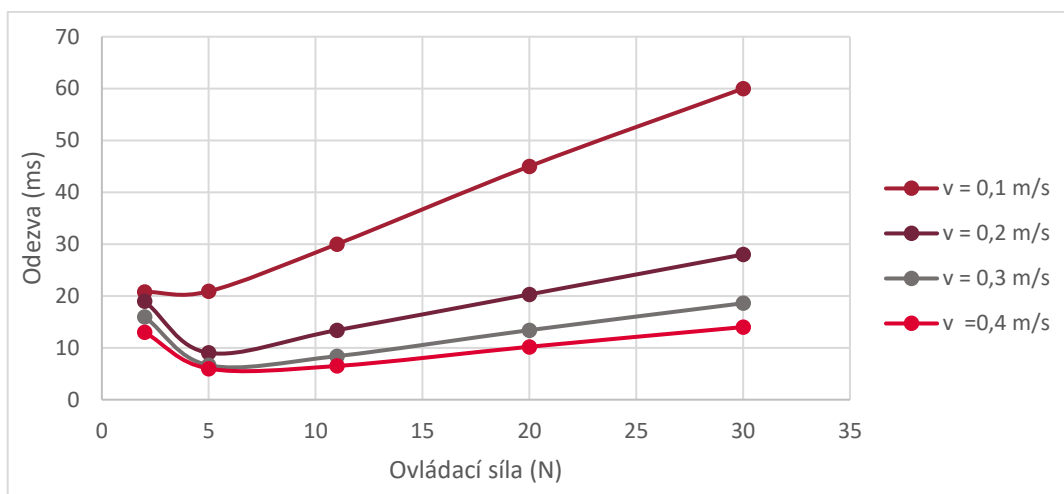
Tab. 4-3 Porovnání modelu s měřeními při zatížení v tlaku a ovládacím proudem 1,6 A

Rychlost pístnice (m/s)	Síla sepnuto		Síla vypnuto		Odezva	
	Síla změřeno (N)	Síla sepnuto model (N)	Síla vypnuto změřeno (N)	Síla vypnuto model (N)	Odezva změřeno (ms)	Odezva model (ms)
0,1	1359	1324	247	256	30,1	17,3
0,2	1530	1514	302	437	14,9	7,73
0,3	1712	1729	363	686	11,5	4,9

4.6.5 Výsledky modelu

Vliv maximální síly aktuátoru

Prvním sledovaným parametrem je vliv maximální síly na odezvu **Obr. 4-30**.

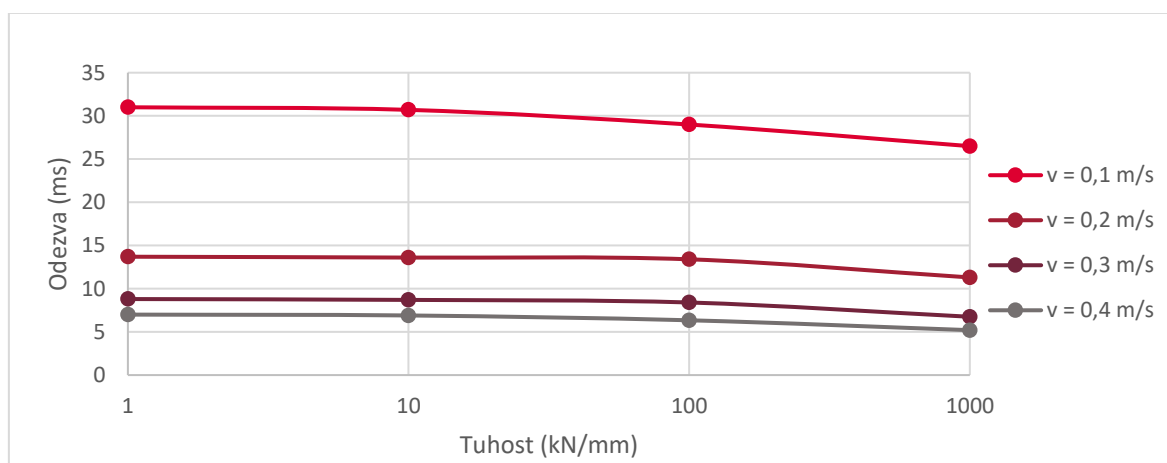


Obr. 4-30 Závislost odezvy na ovládací síle pro různé rychlosti pohybu pístnice

Je zřejmé, že při nižších ovládacích silách se projeví hmotnost šoupátka, která vede ke zpomalení změny jeho polohy. Nejkratší odezvy se projevují u síly okolo 5 N. Při zvyšování ovládací síly dochází i ke zvyšování tlumicí síly ventilu, a to až na 4200 N. To znamená, že tlak v kapalině musí po sepnutí narůst o větší hodnotu, což vede ke zpomalení odezvy při větších ovládacích silách vlivem stlačitelnosti. Proto je třeba silový rozsah aktuátoru zachovat.

Vliv hlavní pružiny

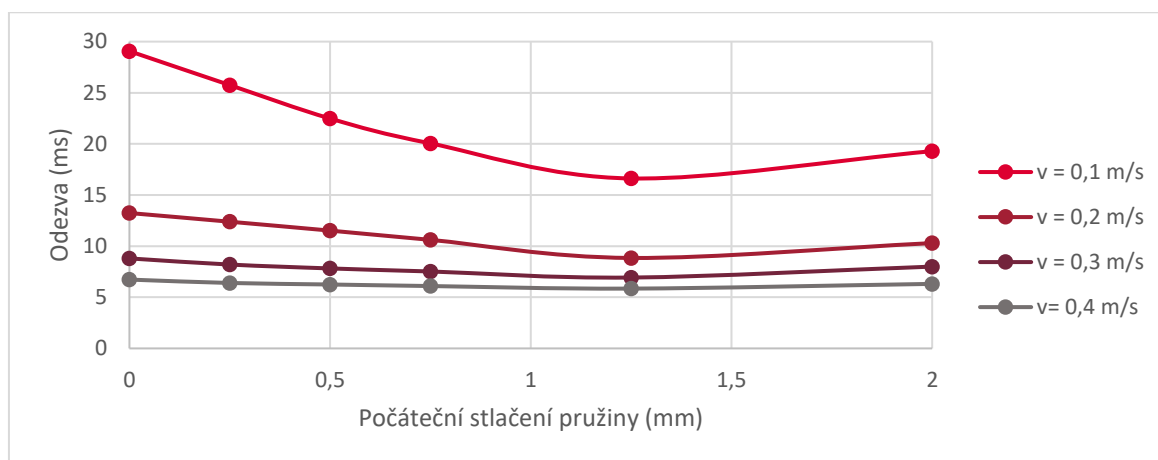
Dalším sledovaným parametrem je tuhost hlavní pružiny za hlavním šoupátkem **Obr. 4-31**.



Obr. 4-31 Závislost odezvy na tuhosti hlavní pružiny pro různé rychlosti pohybu pístnice (osa x v logaritmických souřadnicích)

Je patrné, že zvyšující tuhost pružiny dokáže zkrátit odezvu tlumiče, ale také vyvolává větší překmit nad požadovanou hodnotu síly. Celkově je tento vliv poměrně malý vzhledem k malým zdvihům šoupátka, proto je osa x v logaritmických souřadnicích.

Zajímavější výsledek ukazuje vliv počátečního stlačení pružiny **Obr. 4-32**. Zde dochází ke zrychlování odezvy tlumiče i přes zvyšování celkové tlumicí síly, a to až do hodnoty zdvihu 1,25 mm. To je způsobeno tím, že dochází k výrazně většímu škrcení i pro malé rychlosti, takže kolem šoupátka proteče méně oleje, než dojde k nárůstu tlaku. Proto se vliv projevuje zejména pro malé rychlosti pístnice. Po překročení stlačení 1,25 mm je již vzniklý tlakový rozdíl příliš velký a dochází k většímu projevu pružnosti kapaliny, a tedy ke zpomalování odezvy. Zmíněná úprava zvedá tlumicí síly až na 2700 N, což je překročení požadovaných sil o 1000 N.



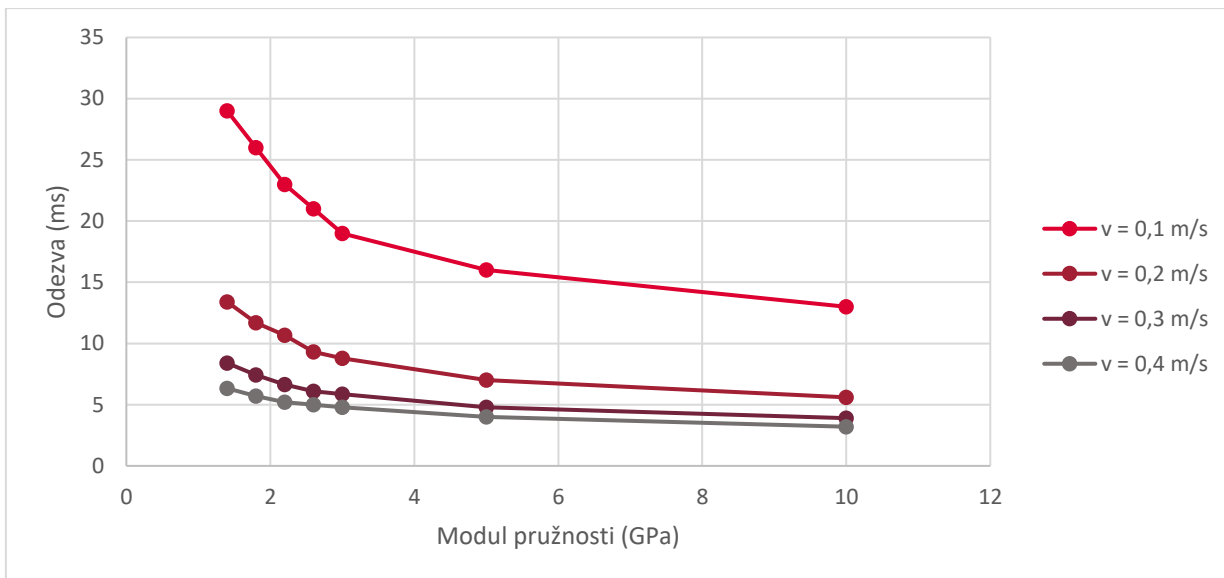
Obr. 4-32 Závislost odezvy na počátečním stlačení pružiny pro různé rychlosti pohybu pístnice

Hmotnost hlavního šoupátka

Z hlediska možných zmenšení hmotnosti není vykazován žádný vliv na odezvu. Teprve hmotnosti nad 1 kg vykazovaly drobné zhoršení vlastností, proto je možné tvrdit, že odezva je řízena hlavně velikostí tlakového rozdílu na stranách šoupátka.

Vliv pružnosti kapaliny

Zajímavým parametrem je modul pružnosti kapaliny. Výsledky, jak tato veličina ovlivňuje odezvu, jsou zobrazeny na **Obr. 4-33**.

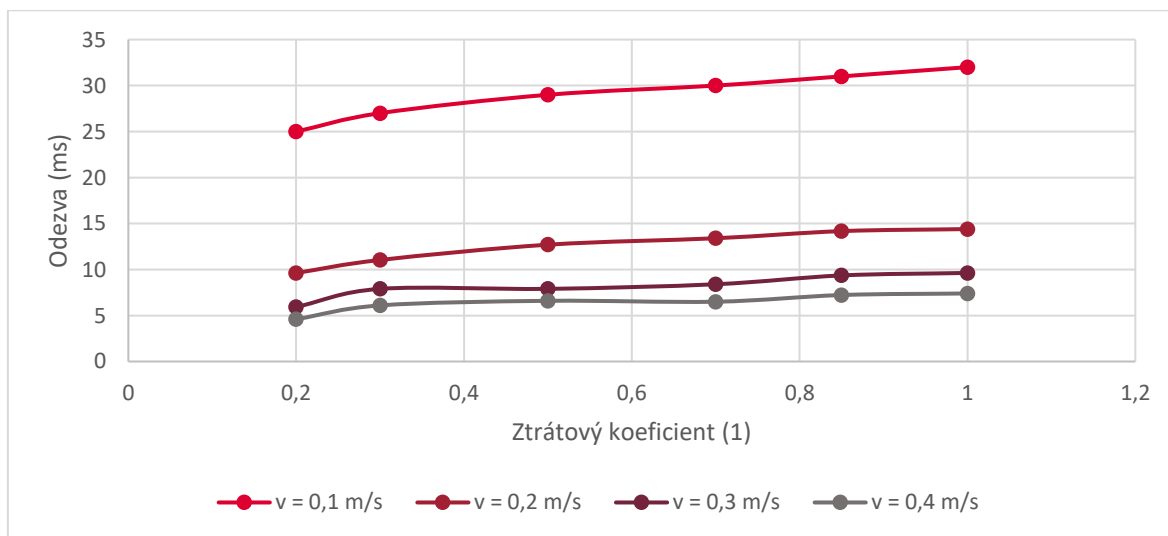


Obr. 4-33 Závislost odezvy na modulu pružnosti kapaliny pro různé rychlosti pohybu pístnice tlumiče

Je zřejmé, že s rostoucím modulem pružnosti kapaliny klesá i doba silové odezvy, a to velmi výrazně. Desetinásobné zvýšení modulu pružnosti dokáže odezvu zkrátit o 60 %. Tato skutečnost vede k velmi výraznému překmitu síly a její oscilaci. Tuto vlastnost kapaliny není možné takto výrazně snížit, protože u reálných tlumičových olejů tato veličina nabývá hodnot od 1,4 do 2 GPa. Podobného efektu je možné docílit zmenšováním stlačovaných objemů. Tlumič musí být navržen tak, aby přenesl aplikované zatížení a aby měl dostatečně dlouhý chod, proto nelze jeho objem výrazně zmenšovat.

Vliv ztrátového součinitele hlavního šoupátka

Nabízí se otázka, jak se projeví proměnný ztrátový koeficient hlavního šoupátka na odezvě tlumiče **Obr. 4-34**.

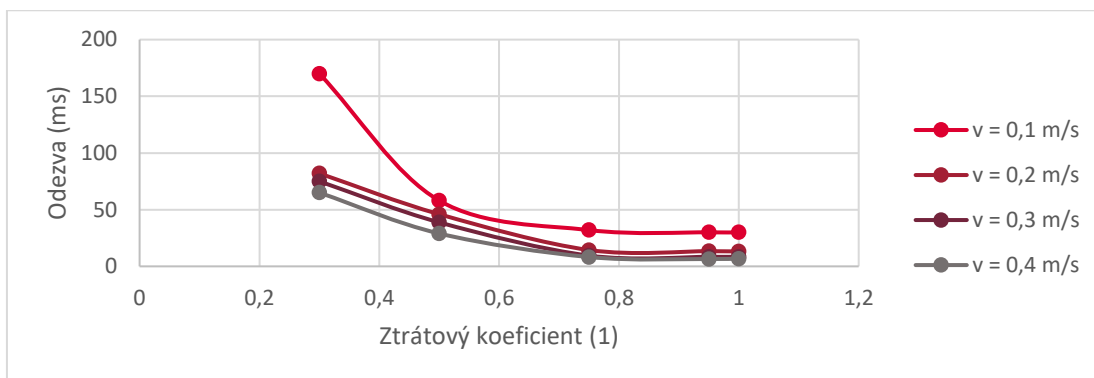


Obr. 4-34 Závislost odezvy na ztrátovém koeficientu hlavního šoupátka pro různé rychlosti pohybu pístnice tlumiče

Zde je patrné, že odezva roste s rostoucím ztrátovým koeficientem a zároveň klesá tlumicí síla na pístnici. Při poklesu koeficientu o 80 % došlo k nárůstu síly o 66 % a zkrácení odezvy o 48 %. Nižší ztrátový koeficient, který znamená větší ztráty v důsledku turbulentního proudění, zároveň efektivně eliminuje překmit síly. Tento koeficient závisí na členitosti ventilu a viskozitě kapaliny. Nelze jej jednoduše a přesně vypočítat a je potřeba jej experimentálně zjišťovat.

Vliv ztrátového součinitele řídicího šoupátka

Nabízí se otázka, jak se projeví proměnný ztrátový koeficient řídicího šoupátka na odezvě tlumiče **Obr. 4-35**.

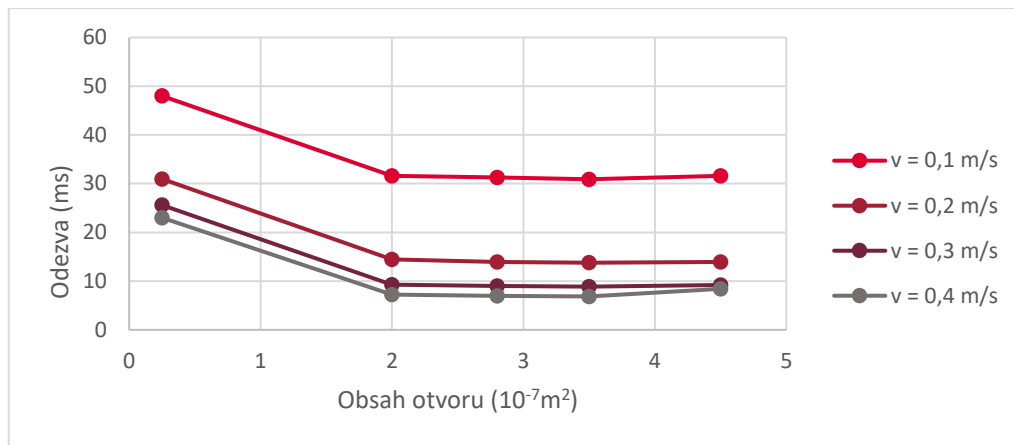


Obr. 4-35 Závislost odezvy na ztrátovém koeficientu řídicího šoupátka pro různé rychlosti pohybu pístnice tlumiče

Zde se projevuje opačná závislost než v případě hlavního šoupátka. Nižší ztrátový koeficient vede k výraznému nárůstu odezvy, ale také ke zvýšení tlumicích sil až nad hodnotu 7 kN.

Vliv průřezu otvoru v hlavním šoupátku

Je velmi pravděpodobné, že tento otvor bude mít vliv na velikost tlaku před a za hlavním šoupátkem.



Obr. 4-36 Závislost velikosti odezvy na obsahu otvoru v řídicím šoupátku pro různé rychlosti pohybu pístnice

Na **Obr. 4-36** je zobrazena závislost odezvy na obsahu zmíněného otvoru pro různé rychlosti pohybu pístnice. Při výrazném zmenšení otvoru dojde k nárůstu síly na pístnici. To znamená, že tlak musí narůst o vyšší hodnotu, a trvá to tedy delší dobu.

Zhodnocení

Je evidentní, že hydraulická část má zásadní dopad na dobu odezvy. Ukazuje se, že samotný hydraulický obvod je již navržen tak, aby maximálně využil svou koncepci servoventilu. Pouhými úpravami tuhosti hlavní pružiny, hmotnosti hlavního šoupátka či průtočného průřezu otvoru v hlavním šoupátku není možné dosáhnout významného zrychlení. Urychlení zejména pro nižší rychlosti pístnice je možné dosáhnout vyvozením většího předpětí v hlavní pružině, tato úprava však vede k značnému nárůstu tlumících sil. Teoreticky by bylo možné vyhladit hlavní šoupátko pro dosažení menšího ztrátového součinitele, jenže tento krok povede k celkovému snížení tlumících sil. Řídicí šoupátko je již poměrně členité, a není tedy možné předpokládat zvýšení ztrát na tomto prvku. Z výsledků je zřejmé, že mírného zlepšení by se dalo dosáhnout použitím oleje s vyšší mezí pružnosti, nebo zmenšením stlačovaného objemu. V tomto případě se ale jedná o poměrně zásadní zásah do tlumiče, který neřeší nedostatky samotného ventilu. Na základě simulací bylo rozhodnuto, že úpravy budou probíhat pouze na aktuátoru.

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

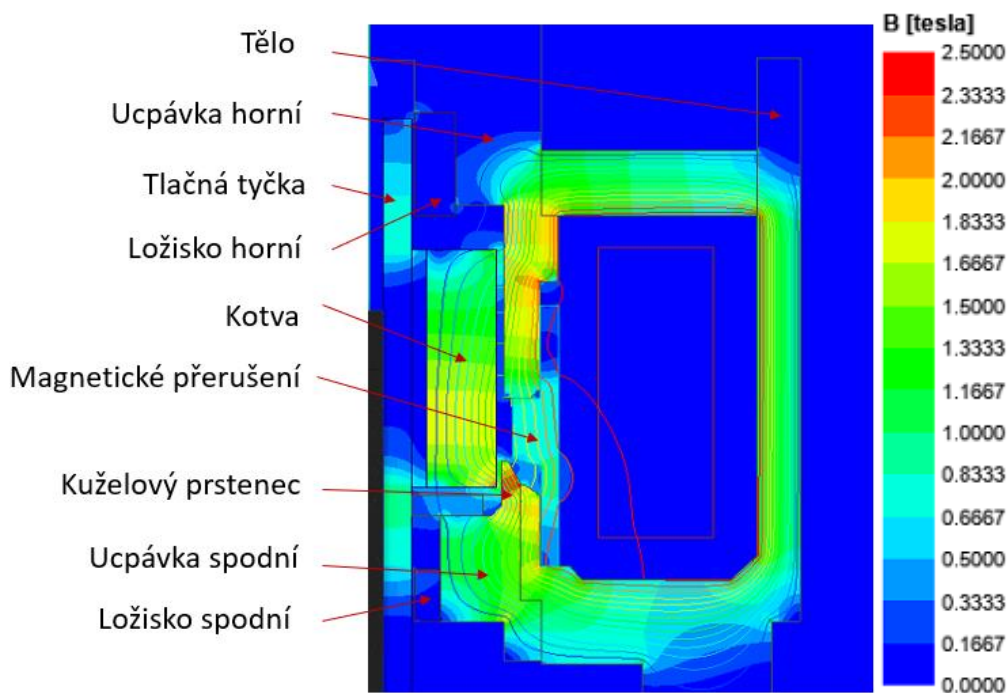
Tato kapitola se dělí na dvě základní části. První část je věnována konstrukci samotného rychlého aktuátoru pomocí magnetostatických a transientních simulací obvodu. Druhá část ověřuje vlastnosti nově navrženého aktuátoru na vyrobeném funkčním vzorku a experimentálně ověřuje jeho přínos oproti originálnímu řešení na DCC tlumiči.

5.1 Návrh aktuátoru

Na základě hydraulických simulací se ukázalo, že základními úpravami této části ventilu není možné dosáhnout znatelného zlepšení. Proto se následující část věnuje návrhu nového rychlejšího aktuátoru. Na základě potvrzeného přínosu zrychleného buzení je možné očekávat, že zlepšení dynamiky kotvy a eliminace vířivých proudů přinese další zkrácení časové odezvy nárůstu síly na pístnici. V první části **kapitola 5.1.1** je provedena volba materiálů magnetického obvodu na základě magnetostatických simulací. Druhá část **kapitoly 5.1.2** se věnuje optimalizaci magnetického obvodu pro co nejnižší hmotnost kotvy. K tomuto účelu jsou opět využity magnetostatické simulace. Třetí část **kapitola 5.1.3** se zabývá vyhodnocením vlivu materiálové optimalizace na indukci vířivých proudů, a to za pomoci transientní magnetické simulace. V poslední **kapitole 5.1.4** je popsána samotná mechanická konstrukce včetně předvedení vyrobeného funkčního vzorku.

5.1.1 Volba materiálů magnetického obvodu

Obr. 5-1, jenž je výsledkem simulací z **kapitoly 4.5.4**, ukazuje rozložení magnetické indukce B a magnetických siločar na původním aktuátoru. Užití austenitické oceli na přerušení magnetického obvodu není ideální, protože relativní permeabilita tohoto materiálu je v rozmezí 1,26-8,8 kH/m, což způsobuje částečný magnetický zkrat. Velká část magnetického toku probíhá právě skrz přerušení a přes tlačnou tyčku, protože v těchto oblastech je magnetická intenzita až 0,9 T. Z toho plyne, že síla vzniklá na kotvě je menší, než by mohla být použitím paramagnetického materiálu pro konstrukci těchto součástí.



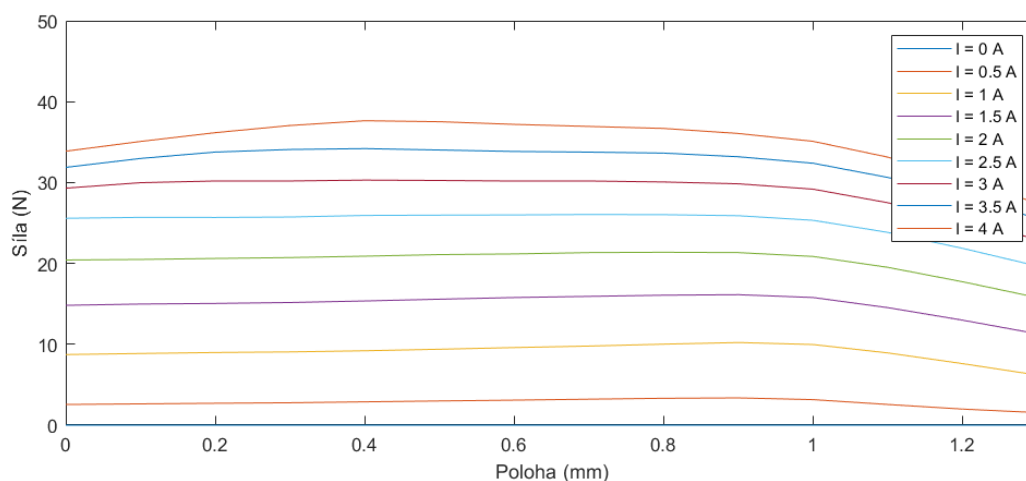
Obr. 5-1 Rozložení magnetické indukce a magnetických siločar v obvodu

Při tvorbě magnetického obvodu je třeba uvažovat i elektrickou vodivost jednotlivých materiálů. Jelikož vodivost magnetické slitiny Vacoflux 50 je 400krát vyšší než vodivost SMC Sintex, hrozí vysoká indukce vířivých proudů. Proto je výhodné použít materiál s vysokou permeabilitou pouze na pohyblivé části aktuátoru ve snaze dosáhnout nejnižší hmotnosti. Zbylé části magnetického obvodu je výhodnější vyrobit z materiálu s nízkou elektrickou vodivostí. Tyto součásti lze volit s větším průřezem, aby nedošlo k omezení magnetického toku.

Následující simulace tedy využívají materiálu Vacoflux 50 pouze pro konstrukci kotvy a kuželového prstence, protože v těchto komponentech nabývá magnetická indukce nejvyšších hodnot. Zbytek magnetického obvodu je tvořen materiálem SMC Sintex. Magnetické přerušení je navrženo z nylonu a tlačná tyčka z hliníku. Vysoká vodivost hliníku přispívá ke vzniku vířivých proudů minimálně, jelikož touto součástí prochází pouze malý magnetický tok.

Závislost síly na proudu

Na **Obr. 5-2** je zobrazena závislost síly na poloze pro různé ovládací proudy. Originální aktuátor pracuje s maximální silou přibližně 11 N **kapitola 4.5.3**. Tuto ovládací sílu je třeba zachovat, aby nedošlo k ovlivnění celkových tlumicích sil na pístnici tlumiče. Nový ventil s upravenými materiály je schopen této síly dosáhnout při proudu 1,2 A. Proto je uvedený proud výchozí při úpravách aktuátoru na co nejnižší hmotnost pohyblivých částí.

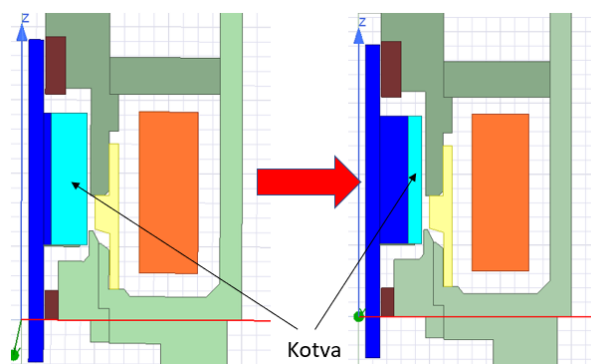


Obr. 5-2 Závislost síly na poloze pro různé budicí proudy

5.1.2 Tvarová optimalizace magnetického obvodu

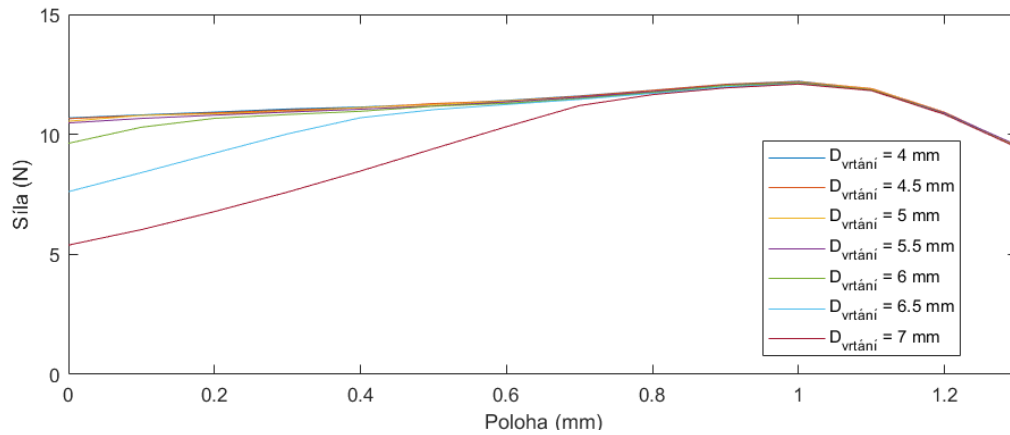
Redukce hmotnosti kotvy

Prvním krokem při snižování hmotnosti kotvy je navrhnout průřez materiálu kotvy tak, aby při požadované síle docházelo k nasycení magnetického obvodu právě v oblasti kotvy. Díky tomu je dosaženo optimálního poměru mezi hmotností kotvy a velikostí síly. Je toho možné dosáhnout zvýšením průměru vrtání skrz kotvu **Obr. 5-3**. Tento odebraný materiál je nahrazen hliníkovým válečkem, jehož hustota je třikrát nižší.



Obr. 5-3 Redukce hmotnosti zvětšením průměru vrtání

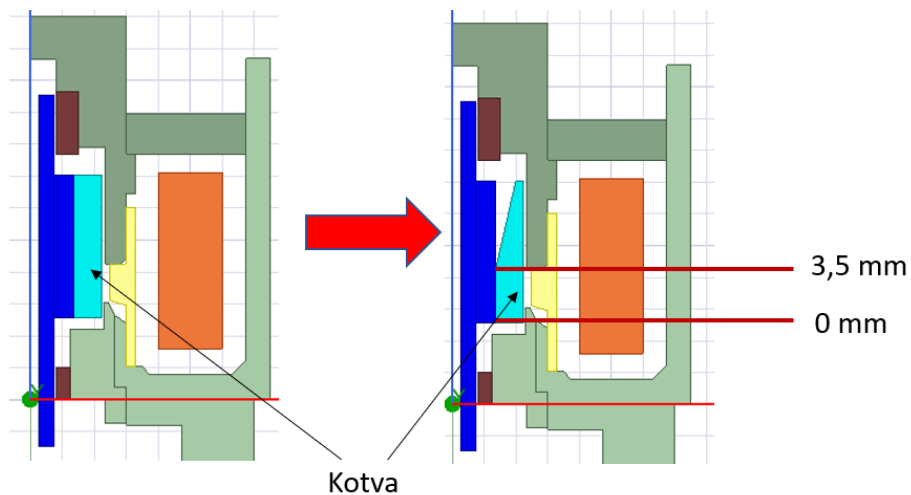
Na **Obr. 5-4** je zobrazena závislost síly na poloze kotvy pro různé průměry vrtání této součásti. Je zřejmé, že je možné zvětšovat otvor skrz kotvu, aniž by došlo k ovlivnění silové charakteristiky, a to až do hodnoty 5,5 mm. Teprve tehdy dochází k optimálnímu využití materiálu pro přenos magnetického toku. Při dalším zvětšování vrtání dochází k výraznému poklesu síly v nulové poloze. To je způsobeno tím, že se zmenšuje čelní plocha a větší magnetický tok z kotvy vychází směrem od středu **Obr. 5-1**. Magnetický tok v tomto směru vyvolává radiální, nikoliv potřebnou axiální sílu. Pro další simulace je uvažováno užití vrtání 5,5 mm.



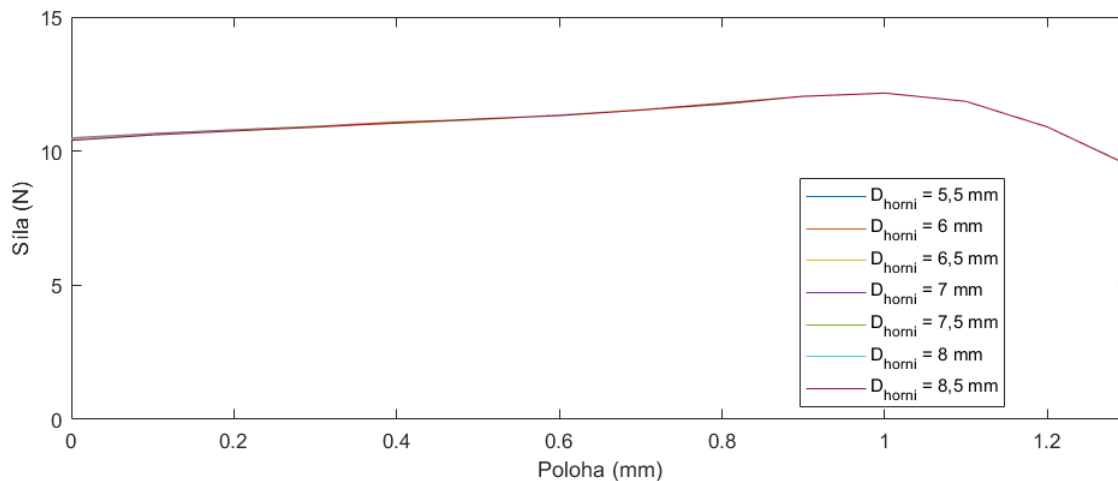
Obr. 5-4 Závislost síly na poloze kotvy pro různé průměry vrtání

Druhým krokem při snižování hmotnosti kotvy je její vhodné tvarování. Na **Obr. 5-1** je zobrazeno rozložení magnetické indukce na kotvě při proudu 1,2 A a poloze kotvy v předním dorazu. Je zřejmé, že k největšímu nasycení kotvy dochází v oblasti magnetického přerušení, kdy veškerý magnetický tok proudí právě skrz kotvu. Naopak v horní části kotvy není materiál využit optimálně, protože k přestupu magnetického toku na kotvu dochází postupně **Obr. 5-1**. Proto se nabízí možnost v horní části kotvy odlehčit kuželovým vrtáním.

Na **Obr. 5-5** je zobrazena příslušná úprava geometrie. Kotva zůstane nezměněna až do výšky 3,5 mm, ve které se již nachází část horní magnetické ucpávky, ze které proudí magnetický tok na kotvu. Následně se mění průměr v horní části kotvy $D_{\text{horní}}$ od 6 mm do 9 mm s krokem 1 mm.



Obr. 5-5 Redukce hmotnosti rovnoměrným rozložením nasycení na kotvě



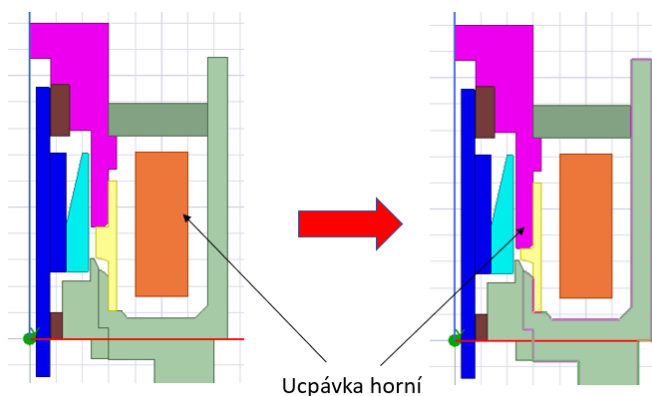
Obr. 5-6 Závislost síly na poloze kotvy pro různé kuželové otvory

Na **Obr. 5-6** je závislost síly na poloze kotvy. Je zřejmé, že úpravou vrtání na kuželovou plochu je možné ubírat materiál a dosáhnout minimálního ovlivnění silové charakteristiky. Při zvětšení horního průměru až na maximální hodnotu 8,5 mm prakticky nedojde k ovlivnění, proto tato hodnota je výchozí pro koncový návrh kotvy.

Výsledná kotva tedy uvažuje vnitřní vrtání o průměru 5,5 mm s kuželovitým zahloubením v horní části, kde bude průměr zvětšen až na 8,5 mm.

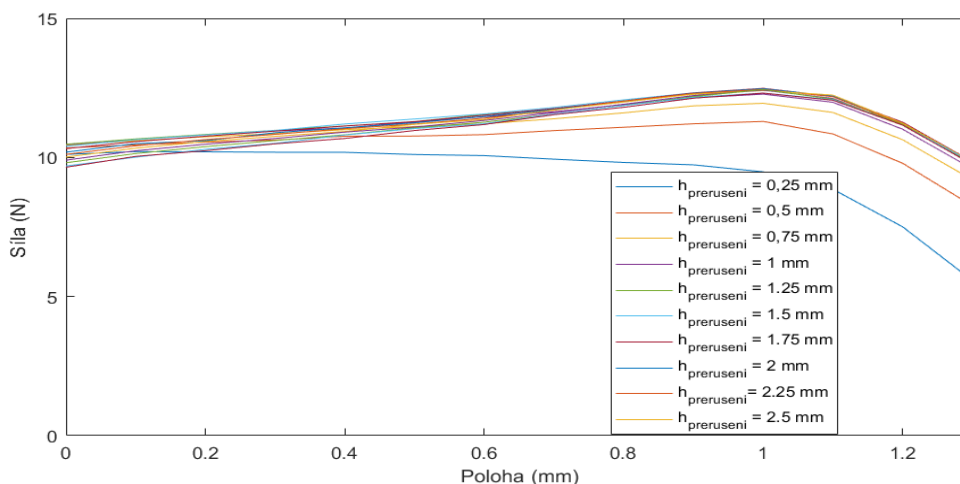
Vliv velikosti magnetického přerušení

Otázkou je, jak ovlivní velikost magnetického přerušení silovou charakteristiku. Přerušení bude zkracováno vlivem prodloužení horní ucpávky magnetického obvodu **Obr. 5-7**.



Obr. 5-7 Zvýšení síly na kotvě vlivem zmenšení magnetického přerušení

Na **Obr. 5-8** je zobrazena závislost velikosti síly na poloze pro různé velikosti magnetického přerušení. Touto úpravou je možné dosáhnout částečného srovnání charakteristiky. Konstantní charakteristika snižuje požadavek na přesnost sesazení aktuátoru s hydraulickým obvodem, kdy zajišťuje, že na šoupátko působí vždy stejná síla. Hlavní pracovní oblast se však nachází v dolní třetině charakteristiky. V této oblasti je sklon charakteristiky dostatečně nízký již při velikosti přerušení 0,5 mm.

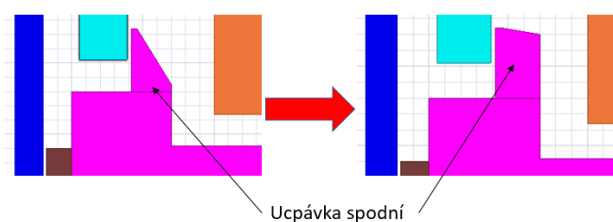


Obr. 5-8 Závislost síly na poloze pro různé velikosti magnetického přerušení

Vliv vrcholového úhlu na prstenci spodní magnetické ucpávky

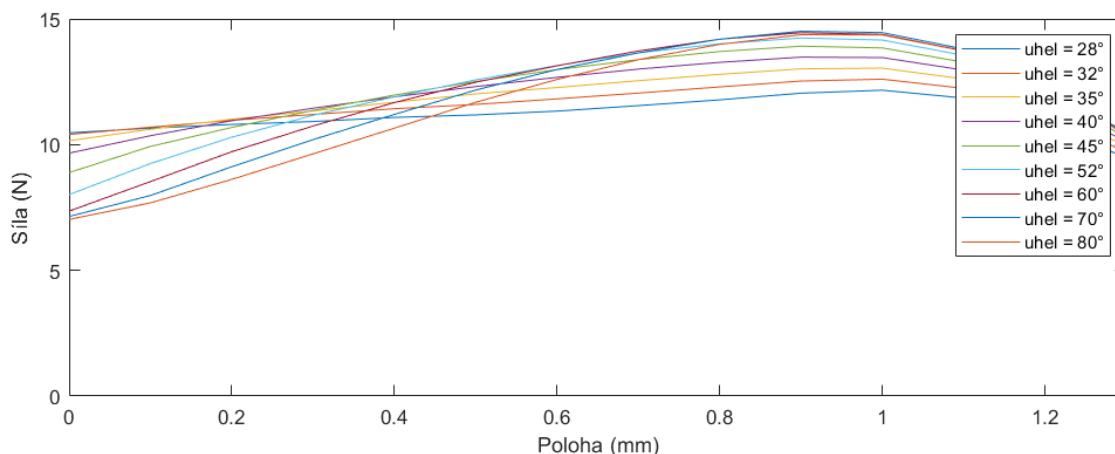
Nabízí se otázka, zda změnou tohoto úhlu není možné snížit magnetický tok odcházející do spodní ucpávky v radiálním směru. Proto byl tento úhel měněn mezi hodnotami 28 ° a 80 °

Obr. 5-9.



Obr. 5-9 Vliv vrcholového úhlu

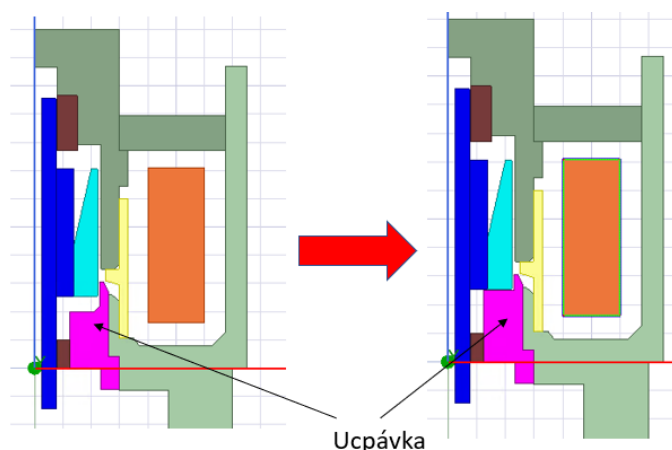
Na **Obr. 5-10** je zobrazena závislost magnetické síly na poloze kotvy pro různé velikosti vrcholového úhlu na kuželovém prstenci spodní ucpávky. Čím je úhel ostřejší, tím je závislost rovnoměrnější. Na základě simulace je úhel stanoven na hodnotu 30°.



Obr. 5-10 Závislost síly na poloze kotvy pro různé velikosti vrcholového úhlu

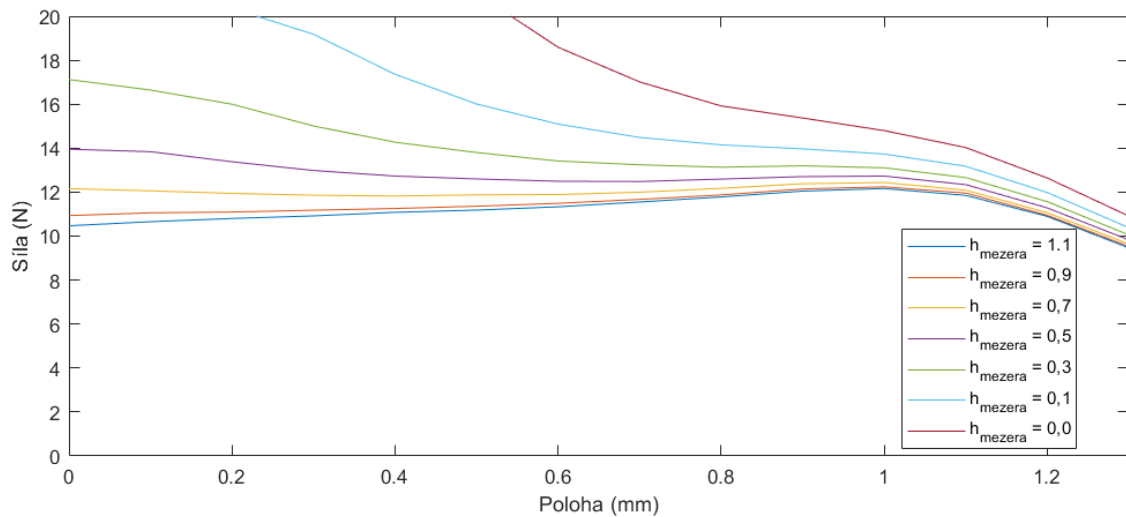
Vliv magnetické mezery na čele kotvy

Dalším parametrem, který je možné upravit, je magnetická mezera mezi čelem kotvy a spodní magnetickou ucpávkou. Simulace je provedena pro výšku mezery h_{mezera} od 1,1 do 0,1 mm **Obr. 5-11**.

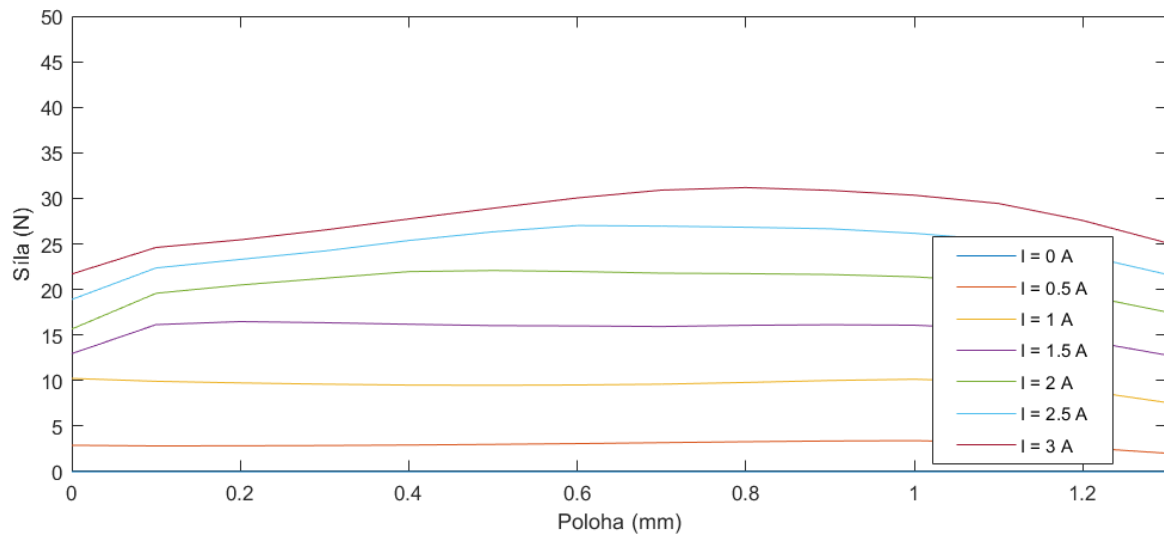


Obr. 5-11 Zvýšení síly na kotvě vlivem zmenšení magnetické mezery na čele kotvy

Na **Obr. 5-12** je zobrazena závislost magnetické síly na poloze kotvy pro různé velikosti magnetické mezery na čele kotvy. Čím menší tato mezera je, tím větší síla na kotvě může vzniknout. Příliš malá mezera vede k výraznému nárůstu síly pouze v polohách blízkých nule, což je nevýhodné z hlediska řízení. Na základě této simulace se jeví, že by bylo možné mezera zmenšit až na 0,5 mm. V takovém případě dojde k výraznému ovlivnění silové závislosti v polohách kolem 0 při nižších proudech. Proto je nakonec mezera zmenšena pouze na 0,7 mm, kdy dochází k vyrovnání závislosti a k drobnému zvýšení síly a ke zvýšení efektivity využití jádra. Potřebný proud pro vyvození síly 11 N může být ponížěn na hodnotu 1,1 A. Na **Obr. 5-13** je možné pozorovat, jak změna proudu ovlivní závislost síly na poloze.



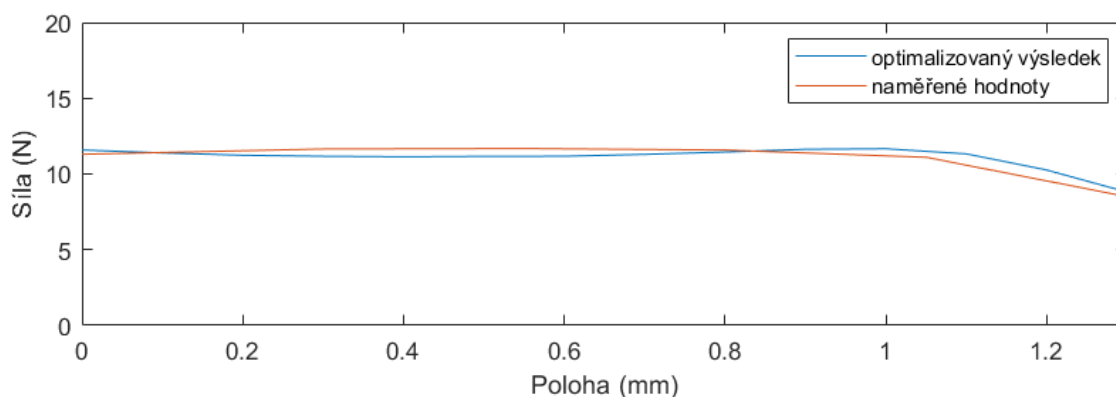
Obr. 5-12 Závislost síly na poloze kotvy pro různé velikosti magnetické mezery na čele kotvy



Obr. 5-13 Závislost síly na poloze pro různé proudy při šířce magnetické mezery 0,7 mm

Výsledný návrh

Obr. 5-14 porovnává závislost síly na poloze pro původní a nový optimalizovaný aktuátor. Je zřejmé, že nedochází ke zvýšení maximální síly, která by změnila tlumicí charakteristiky tlumiče. Při návrhu kotvy z materiálu s vysokou mezí nasycení dochází k jejímu odlehčení z 6,2 g na pouhé 3,9 g. Vzhledem k tomu je teoreticky možná nejrychlejší odezva aktuátoru zkrácena z 1,33 ms na 1 ms.

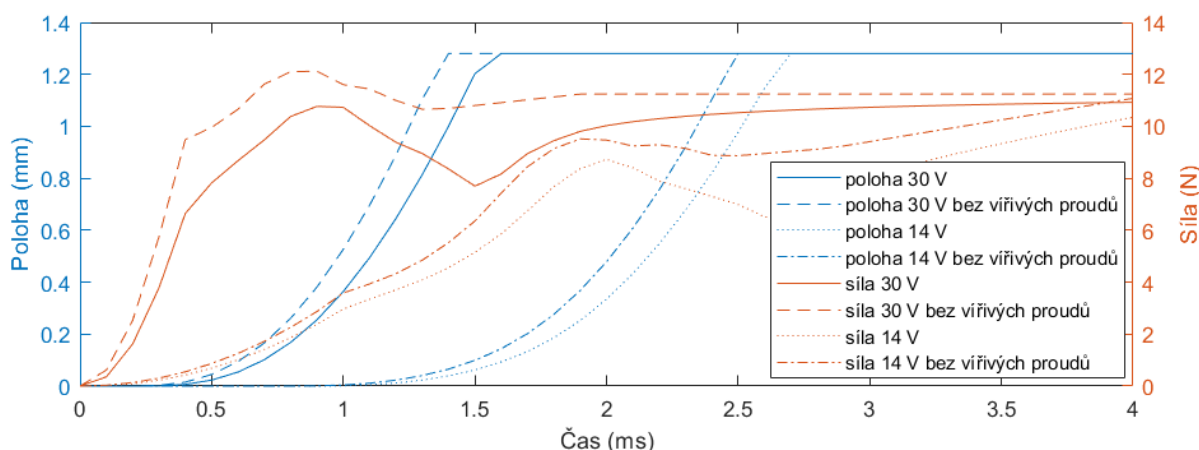


Obr. 5-14 Závislost síly na poloze porovnání výsledku s původním aktuátorem

5.1.3 Simulace pro určení odezvy nového aktuátoru

Cílem této simulace je vyhodnotit vliv vířivých proudů na odezvu nového aktuátoru. Kotva je tvořena materiálem Vacoflux 50 a horní a spodní ucpávka materiálem SMC Sintex. Tělo je potom navrženo z oceli s 235 Jr. Simulace je provedena jako transienční simulace podle **kapitoly 4.5.6**. Proudová závislost je převzata z měření v **kapitole 4.5.2**, viz **Obr. 4-16**. Změřené hodnoty proudu jsou vynásobeny konstantou 0,7, aby proud nepřesáhl 1,1 A.

Na **Obr. 5-15** jsou zobrazeny závislosti polohy a síly na čase pro nový aktuátor při buzení proudem 1,1 A a napětí 30 V a 14 V. Na první pohled je zřejmé, že dochází k výraznému zkrácení odezvy pro oba způsoby buzení **Tab. 5-1**. Nový aktuátor vykazuje dobu zavření pouhých 2,7 ms při buzení 14 V. To je zkrácení o 0,6 ms oproti originálu. Při buzení 30 V se odezva zkrátila o 0,9 ms. Vliv rozdílného buzení vyvolává rozdíl 1,15 ms, což je o 0,25 ms více než v případě originálního aktuátoru. To může být způsobeno nižší indukčností cívky vlivem jiných materiálů jádra.



Obr. 5-15 Závislost polohy a síly na čase pro nový ventil buzený proudem 1,1 A a napětím 30 V a 14 V

Tab. 5-1 Odezvy posunu kotvy nového aktuátoru při buzení proudem 1,1 A

	Odezva (ms)	Odezva bez vířivých proudů (ms)
30 V (rychlé buzení)	1,55	1,4
6 V (pomalé buzení)	2,65	2,5

V této konfiguraci je vliv vířivých proudů potlačen na 0,15 ms, což je snížení o 70 % oproti originálu. Toto zlepšení je dáno užitím materiálu SMC Sintex. Vliv vířivých proudů by se dal zkrátit až na 0,05 ms za předpokladu využití materiálu SMC Sintex i na výrobu těla. Křehkost tohoto materiálu neumožňuje tvorbu tvarových prvků jako jsou závit. Řešením by bylo rozšíření aktuátoru a vložení sintexového prstence, který se postará o uzavření obvodu. Toto řešení však vede k nárůstu rozměrů a aktuátor by překročil rozměry zástavbového prostoru.

Celkově je možné tvrdit, že optimalizace magnetického obvodu umožnila zkrácení o 0,85 ms, což znamená, že doba zavírání ventilu klesla na 34% původní hodnoty.

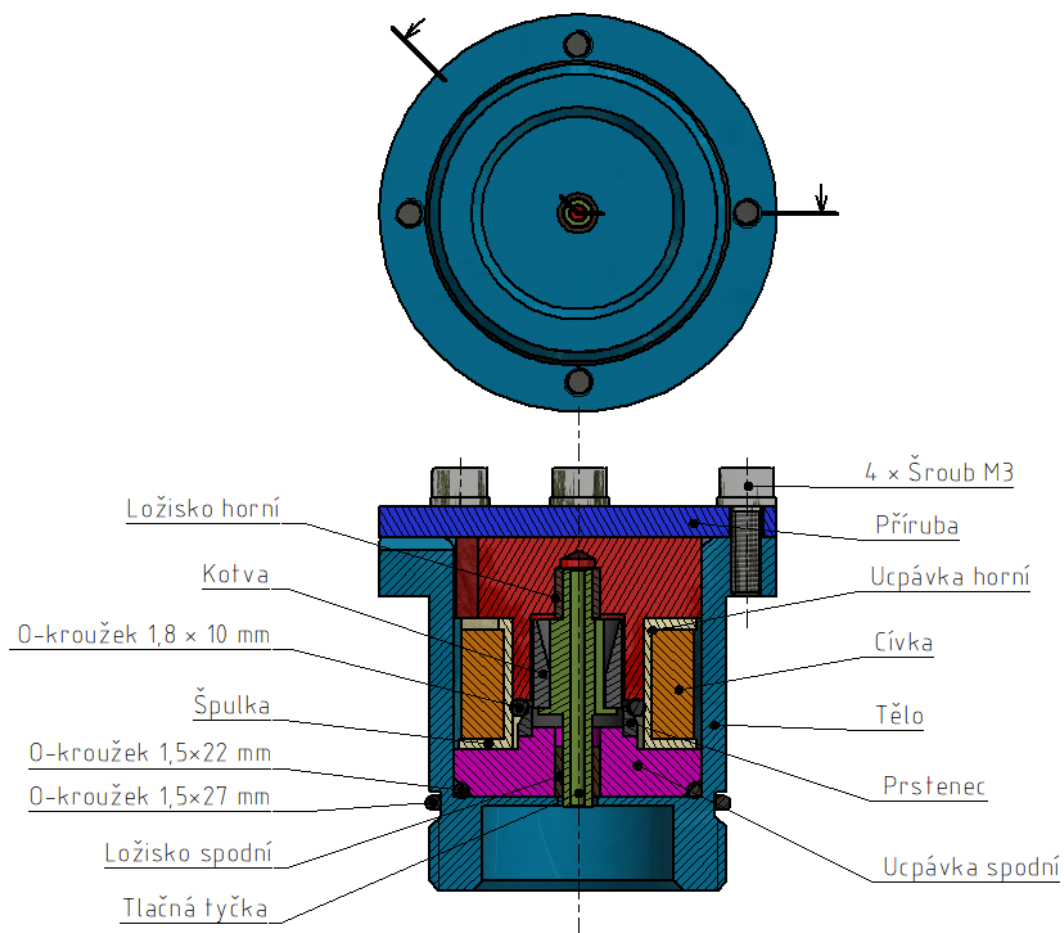
5.1.4 Konstrukční řešení nového aktuátoru

Na základě optimalizace magnetického obvodu originálního CES ventilu je třeba upravit jeho konstrukci, aby byla zaručena funkčnost a výrobitelnost zařízení (viz **PŘÍLOHA 5-6**). Oproti původnímu ventilu je kladen požadavek na snadnou rozebíratelnost celého zařízení, proto je třeba nahradit některé z původních pájených spojů spojem šroubovým.

Mezi pohyblivé části aktuátoru patří kotva a tlačná tyčka **Obr. 5-16**. Tlačná tyčka je trubice tvořená materiálem AW 6060 s osazením pro uložení kotvy. V tlačné tyčce jsou vytvořeny drážky pro průtok oleje. Na spodní ucpávce je nalepena magnetická část zvaná kotva, která je tvořena materiálem Vacoflux 50. Tlačnou tyčku je možné vyrobit z hliníku, jelikož má velmi malý průměr a magnetický tok, který přes ni proudí, je malý. Vzhledem k tomu je vliv vířivých proudů zanedbatelný.

Tlačná tyčka je uložena ve dvou kluzných PTFE ložiscích, které umožňují pohyb v axiálním směru. Spodní ložisko je zalisováno do spodní magnetické ucpávky a horní ložisko do horní magnetické ucpávky. Obě jsou tvořeny z materiálu SMC Sintex. Vzdálenost těchto dvou těles je určena dosedacími plochami na špulce cívky. Na spodní ucpávce je přilepen prsteneček z materiálu Vacoflux 50. V tomto díle vzniká nejvyšší magnetická indukce, proto je nutné, aby byl tvořen zmíněnou permaslitinou. Aby nedocházelo k únikům oleje, je mezi horní a spodní ucpávkou sevřen o-kroužek. Další stěžejní součástí je cívka tvořená smaltovaným drátem o průměru 0,3 mm a se 400 závitů. V levé části obrázku je zřetelná drážka pro přívodní vodiče.

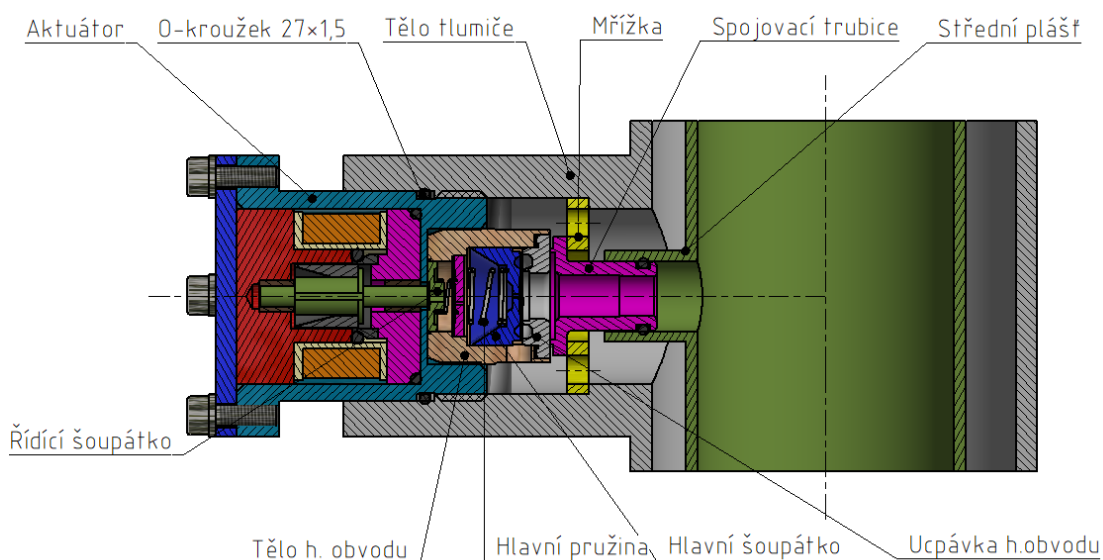
Všechny vnitřní komponenty jsou vloženy do ocelového těla aktuátoru. V materiálech vně cívky je výrazně menší magnetická indukce, a tedy v nich vznikají menší vířivé proudy. Z toho důvodu je možné užít běžné oceli S 235 JR, ve které je snadné vyrobít potřebné spojovací prvky. O-kroužek o průměru 22 mm se stará o zamezení úniku oleje přes rozhraní spodní ucpávky a těla aktuátoru. Poloha vnitřních komponent je zajištěna pomocí příruby, která brání vnitřnímu přetlaku axiálně posouvat jednotlivé komponenty a zajišťuje stlačení o-kroužků. Příruba je dotažena čtyřmi šrouby s vnitřním šestihranem M3 pevnostní třídy 8.8. Jejich bezpečnost proti meznímu stavu únavy je 5,2 (viz **PŘÍLOHA 2**). Bezpečnost vzhledem k otlacení závitů je 1,8. Vzhledem k potřebě rovnoměrného stlačení o-kroužků není možné počet šroubů snížit. Šrouby jsou dotaženy utahovacím momentem 1,1 Nm (viz **PŘÍLOHA 2**).



Obr. 5-16 Konstrukční řešení nového elektromagnetického aktuátoru

Uložení aktuátoru na tlumiči

Na **Obr. 5-17** je nakreslen řez tlumičem, který zobrazuje, jak je nový aktuátor připevněn k hydraulickému obvodu a zbytku tlumiče. O axiální zajištění se stará mřížka, která je vsazena v těle tlumiče. O mřížku se opírá spojovací trubice, která přivádí olej do hydraulického obvodu. Z druhé strany je sestava zajištěna aktuátorem, který je zašroubován do těla tlumiče. Úniku oleje kolem aktuátoru zabraňuje o-kroužek 27x1,5. Aby nedocházelo k obtékání ventilu je mezi středním pláštěm a spojovací trubicí nasazen o-kroužek 8x1,5.



Obr. 5-17 Uložení ventilu na tlumiči

Na **Obr. 5-18** je zachycen skutečný ventil umístěný na tlumiči, je možné si všimnout bílé teflonové pásky na těle aktuátoru. Tato páska snížila tření mezi o-kroužkem a stěnou tlumiče, díky čemu bylo možné ventil správně dotáhnout, aby na jeho čele nevznikal obtokový kanál.



Obr. 5-18 Umístění ventilu na tlumiči

Samotný aktuátor a jeho součásti jsou zobrazeny na **Obr. 5-19** a **Obr. 5-20**. Na sintexových dílech je možné pozorovat nižší kvalitu povrchu a olámané hrany. Tyto nedostatky jsou způsobeny obtížným obráběním zmíněného křehkého materiálu a poškozením v důsledku opakované demontáže. V případě sériové výroby sintexových dílů dochází k jejich slinování ve formách, což vede k výrazně vyšší kvalitě povrchu a menší náchylnosti k poškození.



Obr. 5-19 Sestavený ventil



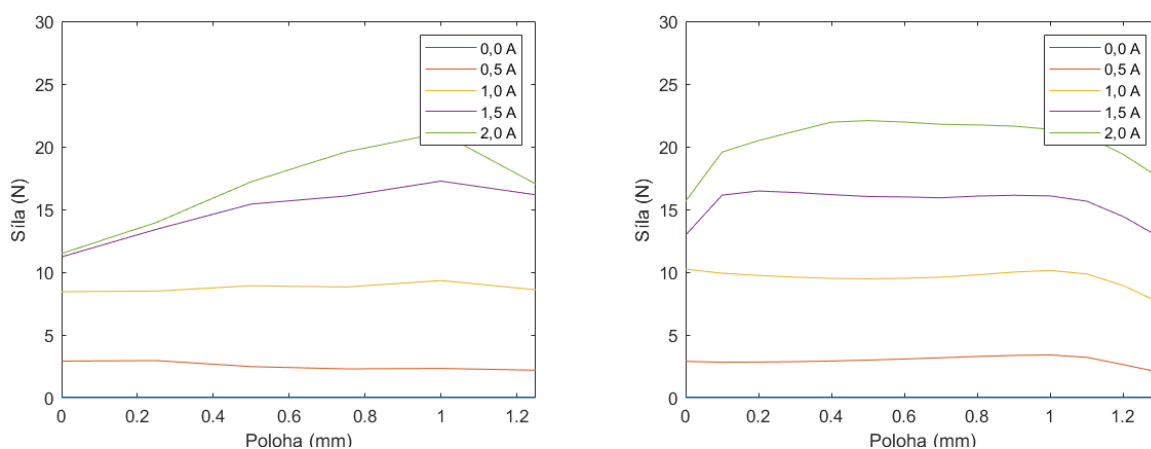
Obr. 5-20 Součásti aktuátoru

5.2 Měření charakteristik nového ventilu

Tato kapitola se věnuje ověření vlastností nově navrženého aktuátoru a vyhodnocení přínosu provedených úprav na celkovou odezvu tlumiče. V první fázi je změřena závislost síly aktuátoru na poloze. V druhé fázi dochází k porovnání transientních simulací s naměřenými hodnotami skutečné odezvy. Poslední fáze se poté věnuje vyhodnocování samotné odezvy nárůstu síly na pístnici tlumiče.

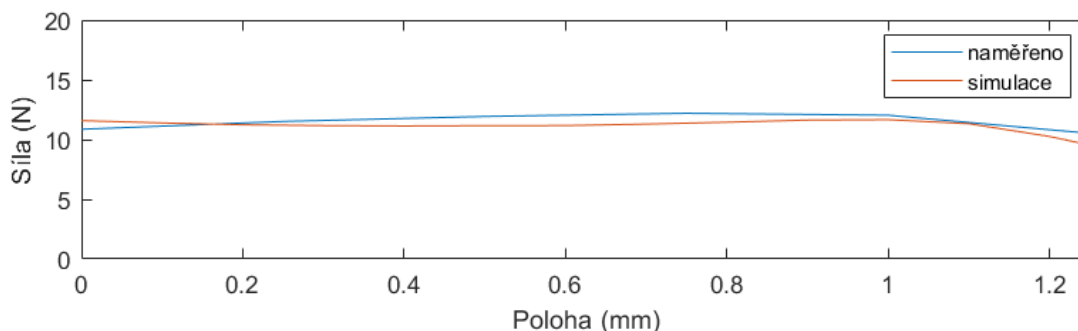
5.2.1 Měření síly aktuátoru

Vyhodnocení síly samotného aktuátoru proběhlo na aparatuře popsané v **kapitole 4.5.3** a to pro proudy od 0 do 2 A.



Obr. 5-21 Srovnání závislostí síly na poloze pro různé proudy při užití odlehčeného jádra z materiálu Vacoflux (levý graf – naměřená data, pravý graf – simulovaná data)

Z Obr. 5-21 je patrné, že simulace (pravý graf) mírně nadhodnocuje. Dále je možné sledovat, že u materiálu dochází k nasycení u nižších hodnot indukce než v případě simulace, což znamená, že síla v polohách blízkých nule klesá. Vzhledem ke skutečnosti, že simulace byly navrženy s určitou bezpečností, tak aktuátor je schopen vyvodit požadovanou silovou charakteristiku, pouze je třeba budicí proud zvýšit z hodnoty 1,1 A na hodnotu 1,2 A Obr. 5-22.



Obr. 5-22 Srovnání závislostí síly na poloze pro simulovaných 1,1 A a naměřených 1,2 A

5.2.2 Měření odezvy aktuátoru

Měření odezvy samotného aktuátoru proběhlo obdobným způsobem jako v kapitole 4.5.2. Celý ventil včetně aktuátoru byl zašroubován do tlumiče, aby došlo k zalití pohyblivých částí olejem. K aktuátoru byl připevněn akcelerometr a byl měřen rozdíl času mezi začátkem nárůstu proudu a nárazem tlačné tyčky do dorazu.

Tab. 5-2 Srovnání naměřených a simulovaných odezev původního a nového aktuátoru

Měření	Odezva (ms) měření	Odezva (ms) simulace
orig 0-30 1,6A	2,43	2,30
orig 0-14 1,6A	3,32	3,20
new 0-30 1,2A	1,62	1,55
new 0-14 1,2A	2,72	2,66

V Tab. 5-2 je možné pozorovat rozdíl mezi odezvami originálního a nového aktuátoru. Nový ventil je při přebuzení 30 V přibližně o 0,8 ms rychlejší než starý, což značí zrychlení o 33 %. Pokud bude uvažováno i rozdílné buzení, tak je nový aktuátor rychlejší o 1,7 ms, což značí zkrácení odezvy aktuátoru o 47 %. Simulace vykazuje poměrně vysokou přesnost, kdy největší odchylka odpovídá 0,1 ms. Naměřené hodnoty nového aktuátoru jsou pro proud 1,2 A, zatímco simulované pro 1,1 A. Tento nárůst kompenzoval rozdíl v silách mezi statickou simulací a měřením (viz PŘÍLOHA 4).

5.2.3 Měření odezvy tlumiče

K vyhodnocení přínosu ventilu na tlumiči bylo třeba provést měření odezvy tlumicí síly podle kapitoly 4.5.1.

Měřené parametry

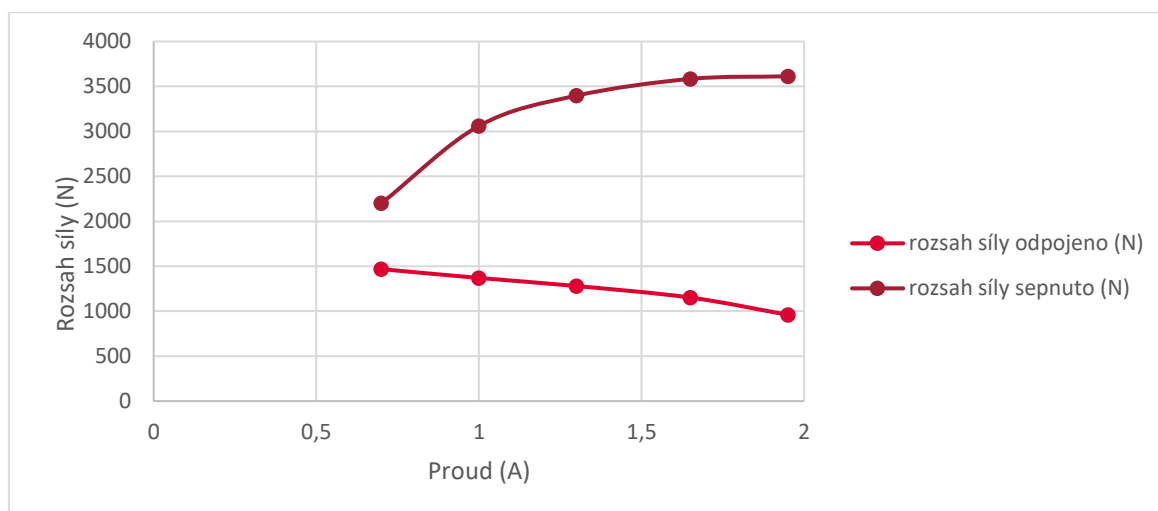
Měření je provedeno pro 3 rychlosti pohybu pístnice od 0,1 do 0,3 m/s a následující situace:

- Nárůst proudu z nuly na 1,2 A v tahu i v tlaku
- Nárůst proudu z nuly na 1,2 A v tahu i v tlaku při přebuzení napětím
- Nárůst proudu z nuly na 1,6 A v tahu i v tlaku
- Nárůst proudu z nuly na 1,6 A v tahu i v tlaku při přebuzení napětím
- Nárůst proudu z 0,3 A na 1,2 A v tahu i v tlaku
- Nárůst proudu z 0,3 A na 1,2 A v tahu i v tlaku při přebuzení napětím
- Nárůst proudu z 0,3 A na 1,6 A v tahu i v tlaku
- Nárůst proudu z 0,3 A na 1,6 A v tahu i v tlaku při přebuzení napětím
- Nárůst proudu z 0 na 0,7-1,9 A

Závislost síly a odezvy na proudu

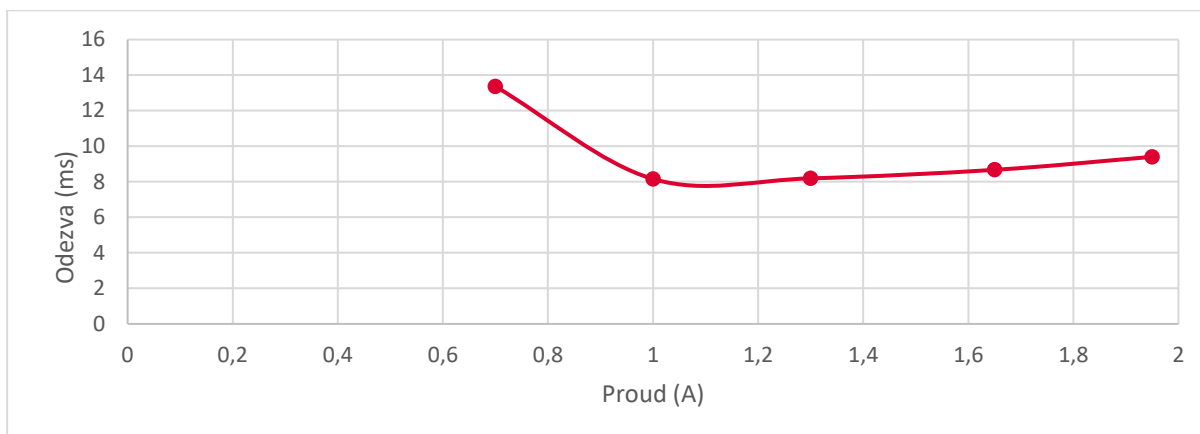
Na Obr. 5-23 je zobrazena závislost rozsahu síly (součet síly v tahu i v tlaku) na budicím proudu. Dalo by se očekávat, že ve vypnutém stavu je rozsah sil konstantní, zde však dochází k projevu hystereze magnetických materiálů. Při vyšších intenzitách magnetického pole zůstane i po vypnutí proudu obvod zmagnetizovaný. Díky tomu působí na kotvu a řídicí šoupátko síla, která jej vysouvá z *fail safe* režimu do *soft* režimu.

Síla v sepnutém stavu roste, avšak při proudech větších než 1,2 A dochází k nasycení magnetického obvodu.



Obr. 5-23 Závislost rozsahu síly na budicím proudu v sepnutém a odpojeném stavu

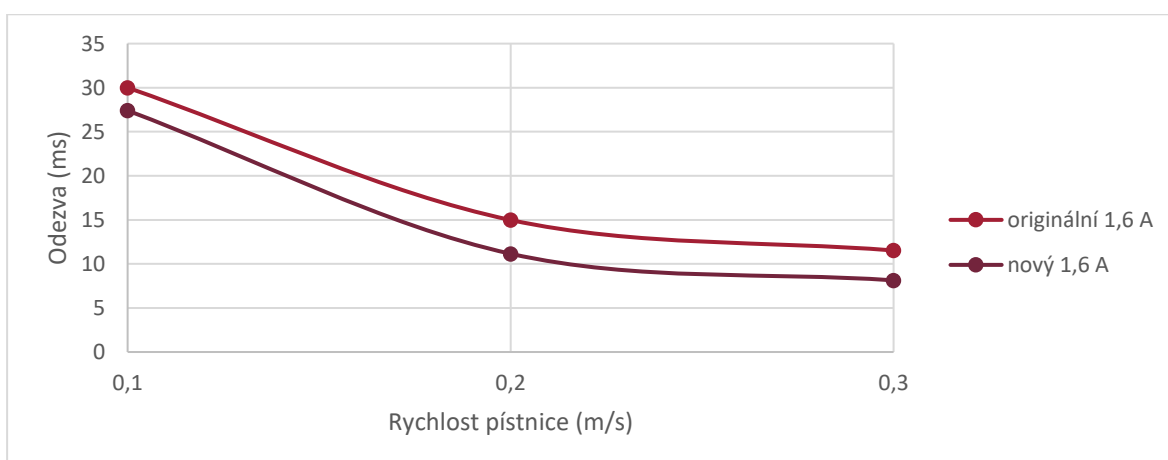
Na **Obr. 5-24** je závislost odezvy síly na proudu při rychlosti pohybu pístnice 0,3 m/s. Graf potvrzuje výsledky simulace z **kapitoly 4.6.5**. Pro nízké proudy je síla malá a nedokáže zajistit dostatečně rychlé přesunutí šoupátka do zavřené polohy, naopak při vyšších proudcích, a tedy vyšších silách na řídicím šoupátku, dojde k výraznému škrčení a nárůstu celkové tlumicí síly tlumiče. To znamená, že ventil vyvolá větší tlakový rozdíl, kde se více projeví vliv pružnosti kapaliny.



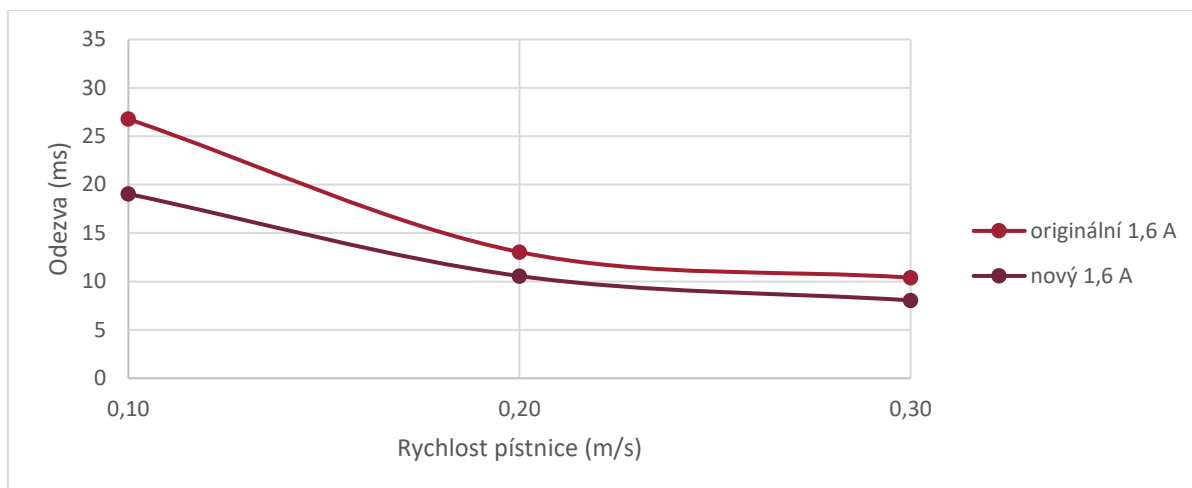
Obr. 5-24 Závislost odezvy na proudu

Odezva při spínání mezi 0 A a maximálním proudem

Na **Obr. 5-25** a **Obr. 5-26** jsou zobrazeny závislosti odezvy na rychlosti pístnice pro originální a nový sintexový ventil, při užití přebuzení 30 V. Z absolutních hodnot odezvy je patrné, že nový ventil pracuje rychleji. Problém je, že při napočítaných 1,2 A vykazoval nový ventil o 10 % menší silový rozsah než ventil originální, proto bylo vytvořeno měření i pro proud 1,6 A, kdy odpovídaly i maximální síly. Odezva nového ventilu se pohybuje kolem hodnoty 8,13 ms v tlaku a 8,05 ms v tahu při rychlosti pístnice 0,3 m/s. V tlaku došlo tedy ke zkrácení o 3,2 ms a v tahu o 2,2 ms. Při této rychlosti je již značně potlačen vliv stlačitelnosti, a proto jsou rozdíly nominálních hodnot odezvy mezi tahem a tlakem poměrně nízké.



Obr. 5-25 Srovnání závislosti odezvy na rychlosti pro originální a nový ventil při zatěžování v tlaku



Obr. 5-26 Srovnání závislosti odezvy na rychlosti pro originální a nový ventil při zatěžování v tahu

Odezva při spínání mezi 0,3 A a maximálním proudem

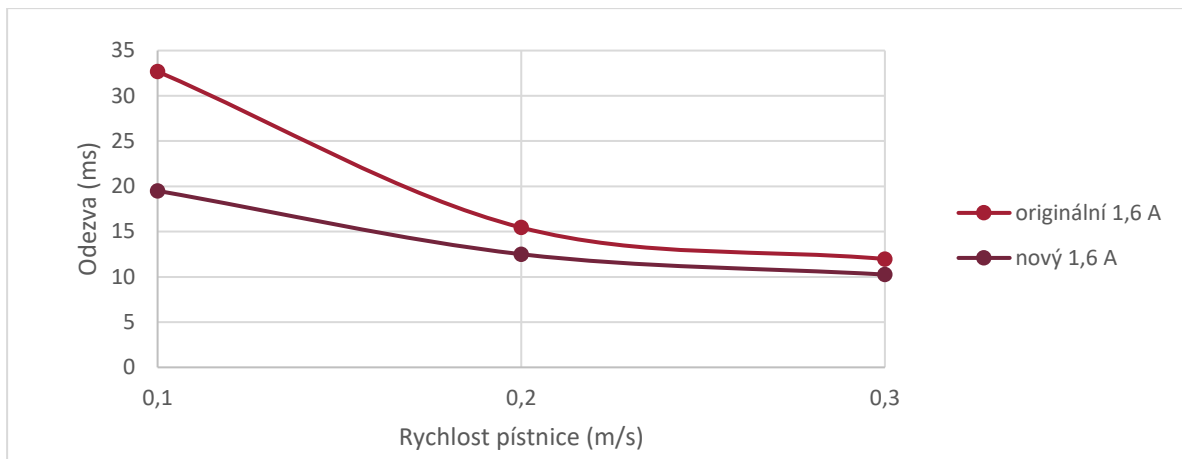
Předchozí výsledky ukazovaly chování ventilu, když musí řídicí šoupátko využít celý svůj rozsah pohybu a přejde z *fail safe* režimu přes *soft* režim do *hard* režimu. Ve *fail safe* režimu je řídicí šoupátko zcela vzadu a blokuje odtokový kanálek, proto je charakteristika tvrdší, než když dojde vlivem malého proudu k posunutí šoupátka do *soft* režimu, kde je odtokový kanálek otevřen. Další posouvání šoupátka vede k omezení průtočného průřezu v řídicím škrticím ventilu a k opětovnému zvyšování tlumících sil. Následující měření porovnávají stav, kdy je ventil v počáteční fázi již ve *soft* režimu a přechází do režimu *hard*.

Vzhledem k tomu, že síly ve vypnutém stavu u nového a starého ventilu nebyly zcela srovnatelné, mohl rozdílný tlakový rozdíl způsobit vliv na odezvu. Proto byla vytvořena následující simulace, kde ventil pracuje s maximálním silovým rozsahem

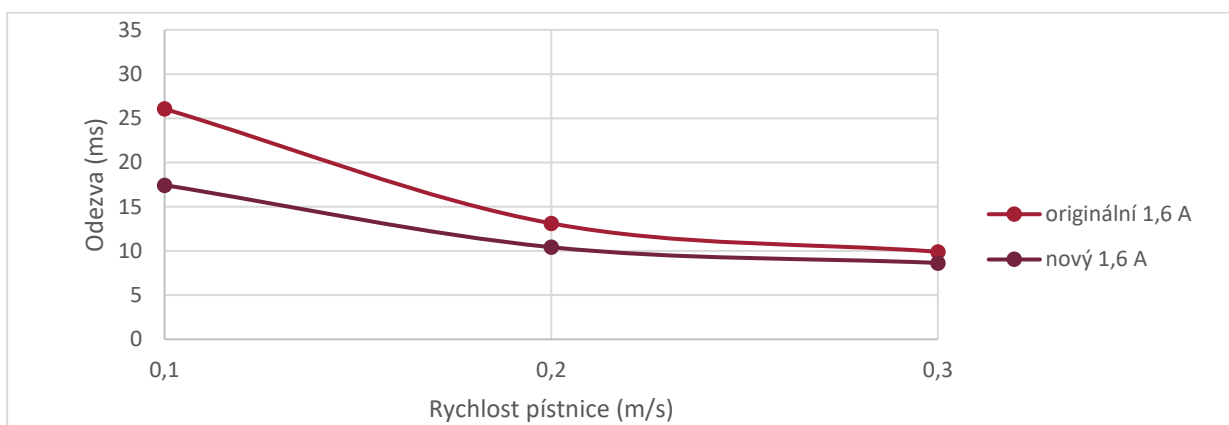
Na **Obr. 5-27** je zobrazeno srovnání závislosti odezvy na rychlosti pístnice pro nový a originální ventil při zatěžování v tlaku při užití rychlého buzení 30 V. Na **Obr. 5-28** je obdobná závislost pro zatížení v tahu.

Je patrné, že v tomto případě má nový ventil menší vliv než při spínání z 0 A. Odezva nového ventilu je 10,25 ms v tahu a 8,56 ms v tlaku, což značí, že odezva se zkrátila o 1,75 ms v tahu a o 1 ms v tlaku. Tento menší vliv je možné vysvětlit skutečností, že poloha šoupátka je v tomto případě regulována pouze rovnováhou sil na řídicím šoupátku. Dráha, kterou musí šoupátko urazit, je kratší, což vede ke snížení vlivu dynamiky kotvy na celkovou odezvu. Vliv vířivých proudů se stará přímo o nárůst síly, tedy jeho účinek je pozorovatelný i v tomto případě.

Skutečnost, že jsou odezvy nového ventilu v režimu se základním proudem 0,3 A vyšší než pro základní proud 0 A, je způsobena větším rozdílem tlumících sil, protože ventil v tomto režimu pracuje mezi minimální a maximální tlumící silou. V takovém případě se více projeví rychlost vyrovnávání tlaku před a za hlavním šoupátkem a také se zvýrazní vliv stlačitelnosti (viz **PŘÍLOHA 3**).

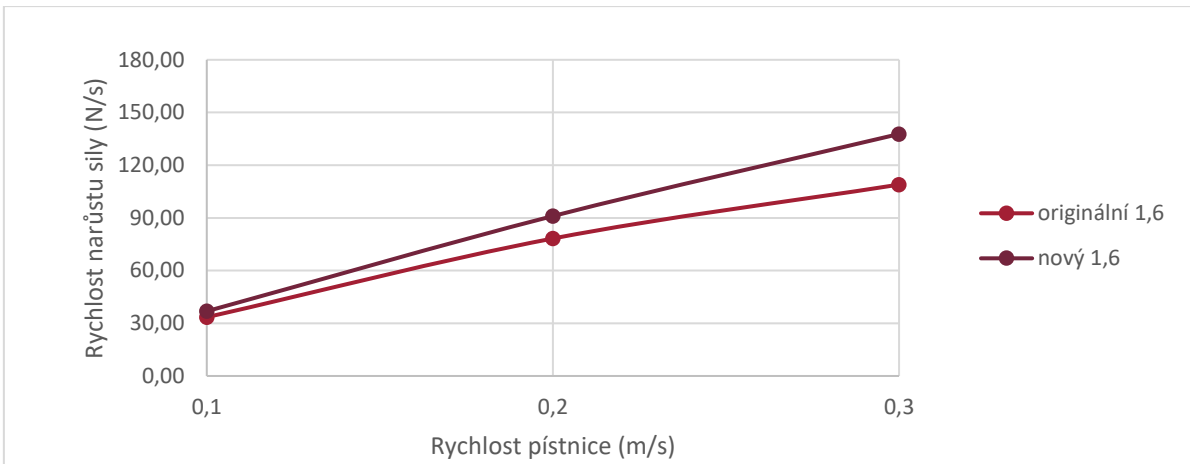


Obr. 5-27 Srovnání závislosti odezvy na rychlosti pro originální a nový ventil při zatěžování v tlaku při počátečním proudu 0,3 A

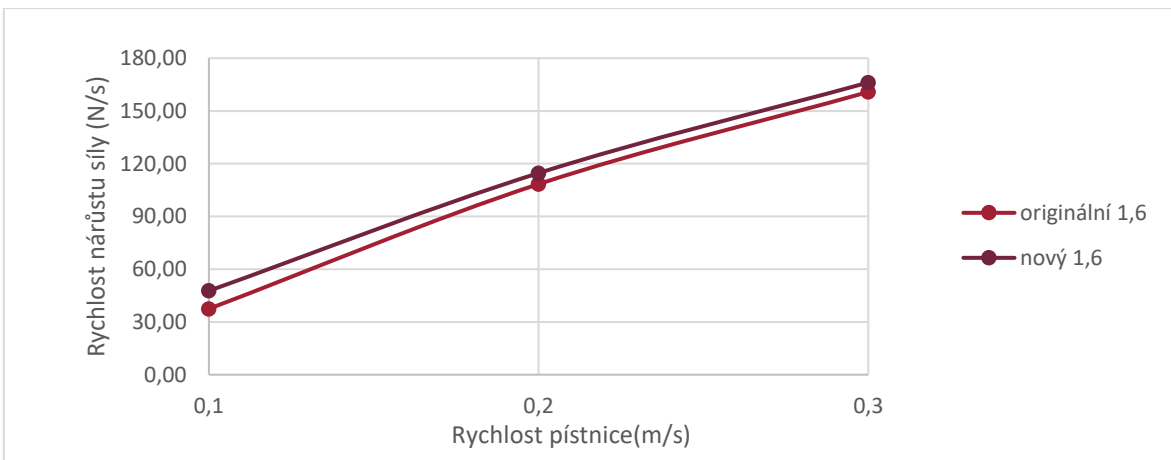


Obr. 5-28 Srovnání závislosti odezvy na rychlosti pro originální a nový ventil při zatěžování v tahu při počátečním proudu 0,3 A

Aby byl zcela vykompenzován vliv odchylek silového rozsahu, byla vytvořena veličina rychlost nárůstu síly, která udává, o kolik N se zvedne tlumicí síla za 1 ms. Na **Obr. 5-29** a **Obr. 5-30** můžeme porovnat, jak se tato veličina mění pro originální a nový ventil v tahu či v tlaku. Je zřejmé, že nový ventil je opravdu rychlejší. V tlaku dojde k zvýšení rychlosti nárůstu síly o 21 % a v tlaku o 4 %. V tlaku, kdy je třeba stlačit větší objem kapaliny a průřez plochy vyvolávající tok je mírně menší, má nový ventil významnější vliv na rychlost nárůstu síly. Dalším potenciálním vlivem, který zpomaluje nárůst síly v tlaku, je patní ventil, kde mohlo docházet k pění oleje, díky čemuž byl pozorovatelný vliv nového ventilu větší než v tlaku (**viz PŘÍLOHA 4**).



Obr. 5-29 Srovnání závislosti rychlosti nárůstu síly na rychlosti pístnice pro nový a původní ventil v tlaku



Obr. 5-30 Srovnání závislosti rychlosti nárůstu síly na rychlosti pístnice pro nový a původní ventil v tahu

6 DISKUZE

Byla provedena detailní analýza funkce CES ventilu na DCC tlumiči a došlo ke kvantifikování vlivů hydrauliky a elektromagnetiky. Bylo prokázáno, že odezva závisí na hydraulických poměrech v tlumiči a ve ventilu, ale také na rychlosti nárůstu proudu aktuátoru.

Na základě analýzy CES ventilu bylo po domluvě s vedoucím rozhodnuto, že pro dosažení požadované odezvy bude využito pouze modifikace elektromagnetického aktuátoru.

Aktuátor byl navrhován s ohledem na minimální velikost setrvačných hmot pohyblivých částí. Kotva byla vyrobena z permaslitiny Vacoflux 50. Díky vysoké mezi nasycení zmíněného materiálu mohlo dojít ke zmenšení průřezu kotvy. Dále byla kotva tvarována tak, aby docházelo k jejímu rovnoměrnému nasycení, které zajistilo nejlepší poměr mezi silou a hmotností. Ocelová tlačná tyčka byla nahrazena hliníkovou, která vykazuje dostatečnou tuhost pro přenesení sil aktuátoru při třetinové hmotnosti. Součtem vlivů těchto parametrů došlo ke snížení hmotnosti pohyblivých částí na 3,9 g, což značí zlepšení o 37 % oproti originálnímu řešení s hmotností 6,2 g. Další urychlení aktuátoru bylo zajištěno pomocí využití slinutého materiálu SMC Sintex na statické prvky obvodu. Vzhledem k nízké elektrické vodivosti zmíněného materiálu došlo k omezení vlivu vířivých proudů až o 70 % na 0,15 ms.

Zmíněné úpravy zajistily zkrácení doby zavření řídicího šoupátka vlivem aktuátoru o 0,8 ms na 1,62 ms, což značí zkrácení o 34 % vzhledem k originálnímu aktuátoru.

Urychlení aktuátoru se na odezvě tlumiče projevilo zkrácením odezvy až o 3,2 ms na hodnotu 8,13 ms, tedy přibližně o 28 %. Tato skutečnost byla naměřena za předpokladu spínání proudu z nulové hodnoty a zatěžování tlakem. Při zatěžování tahem se urychlení pohybuje pouze kolem 22 %. Při spínání z 0,3 A byl pozorovaný vliv obecně menší vlivem zkrácení drah řídicího šoupátka. V případě tlaku došlo k urychlení o 14 % a při spínání v tahu o 12 %. Tyto data platily pro nominální hodnoty odezvy. Relativní rychlost nárůstu síly, která uvažuje i velikost silového rozdílu vykazala zrychlení o 21 % v tlaku a o 4 % v tahu. Rozdíl mezi tahem a tlakem je vyvolán patním ventilem, kdy patní ventil může vyvolávat pění oleje a zpomalovat odezvu při zatížení tlakem, čímž zvýrazňuje vliv rychlosti aktuátoru.

V případě, že dochází k vypínání proudu, pracuje již originální ventil s odezvami do 3 ms. Tato skutečnost je vyvolána tím, že pokles proudu je rychlejší než nárůst, a tedy i pokles síly na kotvě trvá kratší dobu. Změně polohy hlavního šoupátka dále pomáhá proud kapaliny a přetlak ve vysokotlaké části tlumiče.

Při zachování současného řešení hlavního šoupátka již není možné očekávat další urychlení tlumiče pomocí aktuátoru. Přestavení polohy hlavního šoupátka vlivem servoučinku trvá výrazně déle než změna polohy aktuátoru. Pro další urychlení by bylo nutné změnit koncepci provedení zmíněné hydraulické části. Příkladem je využití přímého napojení hlavního šoupátka na aktuátor. Takové řešení nabízí teoreticky rychlejší kontrolu polohy šoupátka ovšem za cenu výrazně vyšších silových požadavků na samotný aktuátor. Jisté omezení vyvolává i samotná koncepce čerpadlového tlumiče, kde dochází ke stlačování poměrně velkých objemů vlivem mezery mezi vnitřním a středním pláštěm. Tento problém by bylo možné potlačit jednoplášťovým tlumičem a umístěním ventilu přímo do pístu. Tato úprava by však vedla k nutnosti kompletní změny koncepce ventilu či užití dvou ventilů.

Pro pochopení hydraulických dějů v tlumiči byla vytvořena hydraulická simulace, která si kladla za cíl analyzovat trendy jednotlivých konstrukčních uzlů na odezvu a silový rozsah. Zde bylo přistoupeno k poměrně velkému zjednodušení ztrátových koeficientů hlavních škrticích prvků, které by musely být pro správný výpočet změřeny a vyhodnoceny v závislosti na průtoku. Dále nebyla uvažována rychlost nárůstu síly na kotvě. Vzhledem ke zmíněným zjednodušením byly simulované odezvy přibližně poloviční oproti naměřeným. Vzhledem k hledání trendů a závislostí byla přesnost vyhodnocena jako dostatečná.

Pro návrh aktuátoru a navržení možného odlehčení kotvy vznikla magnetostatická simulace. V rámci této simulace bylo docíleno dobré přesnosti, a to zejména pro nižší proudy, kde simulace nadhodnocovala přibližně o 10 %. U vyšších proudů se objevil problém v materiálovém modelu slitiny Vacoflux 50, kdy došlo k jeho nasycení dříve, než bylo předpokládáno. Tato skutečnost však konstrukci neomezila, protože v požadovaném rozsahu sil došlo k dobré shodě.

Poslední hojně užívanou simulací byla transientní magnetická simulace, která sloužila pro vyhodnocení vlivu vířivých proudů a odhadu odezvy aktuátoru. Zde bylo dosaženo poměrně vysoké přesnosti, kdy simulace odhadovala odezvu s odchylkami maximálně 0,1 ms, což je nepřesnost v řádu jednotek procent. Zajímavé bylo, že rozdíl mezi různými druhy buzení byl simulován prakticky přesně. Důležité je dodat, že ovládací proud byl při měření zvednut o 10 %, aby došlo ke srovnání sil se statickou simulací. Důvodem odchylek byl nejspíš model hydraulických odporových sil, či nepřesnosti výroby, které mohly vyvolat radiální sílu, a tedy tření.

7 ZÁVĚR

V rámci práce se podařilo navrhnout nové řešení ventilu, respektive elektromagnetického aktuátoru, které umožnilo zkrácení odezvy z 11,3 ms na 8,1 ms při rychlosti pístnice 0,3 m/s.

Požadovaného zkrácení bylo dosaženo potlačením vlivu vířivých proudů v aktuátoru a snížením setrvačných hmot pohyblivých prvků.

Z výsledků vyplynulo, že dynamika aktuátoru má pouze omezený vliv na odezvu tlumiče, protože doba odezvy aktuátoru samotného je pouze 1,6 ms, zatímco přestavení hlavního šoupátka na základě servoučinku trvá 8 ms. Je tedy zřejmé, že pro další snížení odezvy ventilu je třeba změnit hydraulické poměry ve ventilu. Jakákoliv další úprava elektromagnetického aktuátoru při zachování konstrukce hlavního šoupátka nemůže výrazně zredukovat celkovou časovou odezvu tlumiče.

Nabízí se možnost využití koncepce přímého ventilu, který uvažuje pevně spojený aktuátor s hlavním šoupátkem. Posun hlavního šoupátka není závislý na vyrovnání tlaků a bylo by teoreticky možné zvýšit jeho rychlost. Nevýhodou tohoto přístupu je několikanásobné zvýšení silových požadavků na aktuátor. Pro docílení vyšších sil je nutné zvýšit i velikosti setrvačných hmot kotvy a tlačné tyčky, což naopak může vést ke zpomalení.

Dalším významným vlivem je pružnost samotné kapaliny. Tento jev je přirozený pro každou kapalinu a konstruktér jej nemůže přímo upravit. Úpravy je však možné provést zmenšením stlačovaného objemu kapaliny či zvětšením plochy pístu. Z tohoto ohledu vychází tříplášťová koncepce DCC tlumiče jako nevýhodná, jelikož stlačovaný objem je větší o náplň prstencové mezery mezi vnitřním a středním pláštěm a může docházet k rozpouštění plynové náplně v oleji. Možnou alternativou by bylo užití jednoplášťového tlumiče s ventilem v pístu, kde je plynová náplň od oleje oddělena.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] STRECKER, Zbyněk, Ivan MAZŮREK, Jakub ROUPEC a Milan KLAPKA. Influence of MR damper response time on semiactive suspension control efficiency. *Meccanica*. 2015, roč. 50, č. 8, s. 1949–1959. ISSN 0025-6455.
- [2] STRECKER, Zbynek, Jakub ROUPEC, Ivan MAZUREK, Ondrej MACHACEK, Michal KUBIK a Milan KLAPKA. Design of magnetorheological damper with short time response. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2015, roč. 26, č. 14, s. 1951–1958. ISSN 15308138.
- [3] ÖHLINS RACING. CES – Öhlins Racing. *Öhlins Racing[online]*. 2020[cit. 2020-04-28]. Dostupné z: <https://www.ohlins.com/products/ces/>
- [4] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. vyd. Brno: Vlk František, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [5] DIXON, John. *The Shock Absorber Handbook*. 2. vyd. B.m.: Professional Engineering Publishing, John Wiley and Sons, 2008. ISBN 0470516429.
- [6] ZF. *Suspension Technology[online]*. 2011[cit. 2020-04-11]. Dostupné z: https://www.zf.com/products/media/en/product_media/cars_5/pkw_daempfungsmodule.pdf
- [7] VOLKSWAGEN AG. *Adaptivní nastavování podvozku DCC Konstrukce a funkce*. 2008.
- [8] VASBY, Upplands. (12) United States Patent. 2015, roč. 2, č. 12.
- [9] ASHTIANI, M., S.H. HASHEMABADI a A. GHAFFARI. A review on the magnetorheological fluid preparation and stabilization. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*. 2015, roč. 374, s. 716–730. ISSN 03048853.
- [10] SAMUEL ANDR'É. *Optimization of Valve Damping*. B.m., 2013. Linköping University.
- [11] SHIGUO, GONG RUI; YAN HUAZHEN; ZENG XIANGYAO; CHEN JIANGHUI; HU. Pilot type flow proportional solenoid valve for CDC shock absorber system. CN201611169371 20161216. 2017. international.
- [12] QIN, Yechen, Feng ZHAO, Zhenfeng WANG, Liang GU a Mingming DONG. Comprehensive analysis for influence of controllable damper time delay on semi-active suspension control strategies. *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME*. 2017, roč. 139, č. 3. ISSN 15288927.
- [13] CHENG, Qiang, Zhendong ZHANG a Nailiu XIE. Power losses and dynamic response analysis of ultra-high speed solenoid injector within different driven strategies. *Applied Thermal Engineering*. 2015, roč. 91, s. 611–621. ISSN 13594311.
- [14] HUI, Liu, Gu HONGBIN a Chen DAWEI. Application of High-speed Solenoid Valve to the Semi-active Control of Landing Gear. *Chinese Journal of Aeronautics*. 2008, roč. 21, č. 3, s. 232–240. ISSN 10009361.
- [15] WATANABE, Hideyuki, Shinya ICHISE, Takahiro NAGAOKA a Tadao TSUCHIYA. Development of compact and high performance fuel injector using electromagnetic field simulation. *SAE Technical Papers*. 2005, s. 1–6. ISSN 26883627.

- [16] TAMBURRANO, Paolo, Andrew R. PLUMMER, Elia DISTASO a Riccardo AMIRANTE. A review of electro-hydraulic servovalve research and development. *International Journal of Fluid Power*. 2019, roč. 20, č. 1, s. 53–98. ISSN 14399776.
- [17] BENDER, Piezo-electric Ring, Part II, Design MODEL, Paolo TAMBURRANO, Andrew R PLUMMER, Pietro De PALMA, Elia DISTASO a Riccardo AMIRANTE. and Full Simulation. 2020, č. Part II.
- [18] YUKEN. High Speed Linear Servo Valves. 2001, roč. 10, s. 2.
- [19] WANG, Shupeng, Weibin RONG, Lefeng WANG, Hui XIE, Lining SUN a James K. MILLS. A survey of piezoelectric actuators with long working stroke in recent years: Classifications, principles, connections and distinctions. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2019, roč. 123, s. 591–605. ISSN 10961216.
- [20] WANG, Liang, Weishan CHEN, Junkao LIU, Jie DENG a Yingxiang LIU. A review of recent studies on non-resonant piezoelectric actuators. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2019, roč. 133, s. 106254. ISSN 10961216.
- [21] SPANNER, Karl a Burhanettin KOC. Piezoelectric motors, an overview. *Actuators*. 2016, roč. 5, č. 1. ISSN 20760825.
- [22] TAO, G., H. Y. CHEN a Z. B. HE. Optimal design of the magnetic field of a high-speed response solenoid valve. *Journal of Materials Processing Technology*. 2002, roč. 129, č. 1–3, s. 555–558. ISSN 09240136.
- [23] STRECKER, Zbyněk, Michal KUBÍK, Petr VÍTEK, Jakub ROUPEC, David PALOUŠEK a Vít ŠREIBR. Structured magnetic circuit for magnetorheological damper made by selective laser melting technology. *Smart Materials and Structures*. 2019, roč. 28, č. 5, s. 055016. ISSN 0964-1726.
- [24] SHOKROLLAHI, H. a K. JANGHORBAN. Soft magnetic composite materials (SMCs). *Journal of Materials Processing Technology*. 2007, roč. 189, č. 1–3, s. 1–12. ISSN 09240136.
- [25] STRECKER, Zbyněk, Tomáš STRMISKA, Jakub ROUPEC, Michal KUBÍK a Ondřej MACHÁČEK. Design of fast Magnetorheological damper using Soft Material Composites. *Engineering Mechanics 2017*. 2017, č. May, s. 934–937.
- [26] KUMAR, Ashok, Y. BALAJI, H. V. KIRAN, P. SARKAR, Vijay K. VARMA, N. ESWARA PRASAD a K. TAMILMANI. Concurrent development and certification of SOFTCOMAG 49AA alloy for aeronautical applications. *Defence Science Journal*. 2012, roč. 62, č. 1, s. 67–72. ISSN 0976464X.
- [27] FOHR, Frederik a Niklas VOLBERS. A high-saturation Fe-27Co material with microalloying additions. *AIP Advances*. 2018, roč. 8, č. 4. ISSN 21583226.
- [28] MATHWORKS. *MathWorks*[online].2020[cit.2020-04-28]. Dostupné z: https://www.mathworks.com/?s_tid=gn_logo
- [29] MUTSCHLER, Klaus, Shivam DWIVEDI, Sabrina KARTMANN, Stefan BAMMESBERGER, Peter KOLTAY, Roland ZENGERLE a Laurent TANGUY. Multi physics network simulation of a solenoid dispensing valve. *Mechatronics*. 2014, roč. 24, č. 3, s. 209–221. ISSN 09574158.
- [30] SHAMS, M., R. EBRAHIMI, A. RAOUH a B. J. JAFARI. CFD-FEA analysis of hydraulic shock absorber valve behavior. *International Journal of Automotive Technology*. 2007, roč. 8, č. 5, s. 615–622. ISSN 12299138.

- [31] GOMEZ, Ivan, Andrés GONZALEZ-MANCERA, Brittany NEWELL a Jose GARCIA-BRAVO. Analysis of the design of a poppet valve by transitory simulation. *Energies*. 2019, roč. 12, č. 5, s. 1–18. ISSN 19961073.
- [32] GÄLLSJÖ, Anders a Mattias JOHANSSON. Physical Modelling and Automatic Configuration of CES Valve. 2012.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

Seznam použitých zkratek

<i>DCC</i>	Dynamic Chassis Control
<i>CES</i>	Continuously controlled Electronic Suspension
<i>CDC</i>	Continuous Damping Control
<i>EM ventil</i>	Elektromagnetický ventil
<i>MR tlumič</i>	Magnetoreologický tlumič

Seznam použitých fyzikálních veličin

<i>B</i>	magnetická indukce
<i>t</i>	čas
<i>I</i>	elektrický proud
<i>T_F</i>	časová odezva
<i>F_{odpor}</i>	odporová síla kapaliny proti pohybu kotvy
<i>ρ_{ol}</i>	hustota oleje
<i>η_{ol}</i>	dynamická viskozita oleje
<i>S_{kotva}</i>	čelní průřez kotvy
<i>S_{kotva b}</i>	boční průřez kotvy
<i>S_{ložisko}</i>	boční průřez kotvy
<i>v_{kotva}</i>	rychlost pohybu kotvy
<i>h_{kotva}</i>	vůle mezi kotvou a stěnou aktuátoru
<i>h_{ložisko}</i>	vůle v ložisku
<i>K_S</i>	modul pružnosti oleje
<i>S_p</i>	plocha pístnice
<i>S_l</i>	plocha pístového mezikruží
<i>D_{hs0}</i>	průměr vtokového kanálku do ventilu
<i>k</i>	tuhost hlavní pružiny

m_{hs}	hmotnost hlavního šoupátka
x_{hs}	poloha hlavního šoupátka
D_{hs0}	průměr otvoru v hlavním šoupátku
D_{hs1}	průměr vnitřního restriktoru hlavního šoupátka
D_{hs2}	průměr vnějšího restriktoru hlavního šoupátka
D_{hs3}	průměr hlavního šoupátka
V_1	mrtvý objem před prvním restriktorem hlavního šoupátka
V_2	mrtvý objem před druhým restriktorem hlavního šoupátka
V_3	objem tlumiče za ventilem
V_4	objem za hlavním šoupátkem
X_{rs}	poloha řídicího šoupátka
D_{rs}	průměr otvoru v řídicím šoupátku
D_{rs5}	průměr restriktoru řídicího šoupátka
D_{rs6}	celkový průměr řídicího šoupátka
D_{rs7}	průměr otvorů na obvodu řídicího šoupátka
V_5	mrtvý objem před prvním restriktorem řídicího šoupátka
V_6	mrtvý objem před druhým restriktorem řídicího šoupátka
$C_{d1}, C_{d2}, C_{d4}, C_{d5}$	ztrátové koeficienty jednotlivých prvků

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1-1 CES ventil výrobce Öhlins [3]	12
Obr. 2-1 Tok oleje dvouplášťovým hydraulickým tlumičem v tlaku a v tahu.....	14
Obr. 2-2 Schéma jednoplášťového vysokotlakého tlumiče	15
Obr. 2-3 Tlumič s oboustrannou pístnicí v tahu i v tlaku	16
Obr. 2-4 Princip funkce DCC tlumiče společnosti Monroe	18
Obr. 2-5 Konstrukce tlumiče s proměnnou charakteristikou pro motocykly a terénní kola	19
Obr. 2-6 CDC tlumiče společnosti ZF Sachs [6]	21
Obr. 2-7 Magnetoreologický tlumič v tlaku a v tahu	22
Obr. 2-8 Časová odezva proudu a magnetické indukce v drážce pro různé materiály jádra [2].....	23
Obr. 2-9 Velikost časové odezvy nárůstu síly pro různé konfigurace pístu [2].....	24
Obr. 2-10 CES ventil v [7].....	25
Obr. 2-11 CES ventil v režimu comfort	26
Obr. 2-12 CES ventil v režimu sport	26
Obr. 2-13 CES ventil v režimu normal	27
Obr. 2-14 CES ventil v režimu fail-safe.....	27
Obr. 2-15 Doby odezvy CDC ventilu pro různé stavy a rychlosti [13].	29
Obr. 2-16 Tok CDC ventilem bez elektrického proudu	29
Obr. 2-17 Tok CDC ventilem při sepnutém proudu (otevřený).....	30
Obr. 2-18 Vysokorychlostní ventil z tlumiče přistávacího podvozku [14]	30
Obr. 2-19 Vysokorychlostní ventil [15].....	31
Obr. 2-20 Magnetický tok vysokorychlostním ventilem [15].....	32
Obr. 2-21 Funkce servoventilu s mechanickou zpětnou vazbou a) zavřená pozice b) otevřená pozice [16]	33
Obr. 2-22 Přímou řízený elektromagnetický servoventil [18].	34
Obr. 2-23 Piezoelektrický stack aktuátor [21]	35
Obr. 2-24 Piezoelektrický ohybový aktuátor [21]	35

Obr. 2-25 Příklad magnetického jádra MR tlumiče vytvořeného technologií SLM tisku [23].....	37
Obr. 2-26 Charakteristiky tlumiče a) rychlostní F-v charakteristika b) zdvihová F-z charakteristika [5]	39
Obr. 3-1 Rozměry CES ventilu	44
Obr. 4-1 Přímý ventil v zavřeném stavu	45
Obr. 4-2 Přímý ventil v otevřeném stavu	46
Obr. 4-3 Závislost axiální a radiální síly na poloze šoupátka.....	46
Obr. 4-4 Řez hydraulickým obvodem	48
Obr. 4-5 Návrh magnetického obvodu.....	49
Obr. 4-6 Definice doby odezvy	51
Obr. 4-7 Schéma měřicího obvodu [23].....	52
Obr. 4-8 Zapojení DCC tlumiče s ventilem CES v měřicí aparatuře	52
Obr. 4-9 Vliv změny proudu na tlumicí sílu	53
Obr. 4-10 Srovnání závislostí odezvy na rychlosti pohybu pístnice pro zatížení tahem a tlakem.....	54
Obr. 4-11 Srovnání závislostí odezvy na rychlosti pohybu pístnice pro rychlé a pomalé buzení.....	55
Obr. 4-12 Závislost proudové odezvy na rychlosti pro sepnutí a odpojení proudu	56
Obr. 4-13 Vliv stlačitelnosti kapaliny na odezvu při spínání proudu z 0-1,6 A	56
Obr. 4-14 Měřicí aparatura odezvy CES aktuátoru.....	58
Obr. 4-15 Odezva CES aktuátoru při buzení 14 V.....	59
Obr. 4-16 Odezva CES aktuátoru při buzení 30 V.....	59
Obr. 4-17 Aparatura pro měření síly aktuátoru v závislosti na poloze kotvy.....	60
Obr. 4-18 Závislost síly na poloze kotvy při maximálním proudu 1,6 A	61
Obr. 4-19 Nastavení magnetostatické analýzy	61
Obr. 4-20 Závislost síly na poloze kotvy při 1,6 A pro materiály SMC Sintex, Carpenter Silicon iron B a Vacoflux 50.....	63
Obr. 4-21 Nastavení elementu winding.	64
Obr. 4-22 Budicí obvod	64
Obr. 4-23 Nastavení pohybu kotvy a hřídele v programu Ansys Electronics.....	65

Obr. 4-24 Závislost polohy a síly na čase pro originální ventil buzený proudem 1,3 A a napětí 30 V a 14 V	66
Obr. 4-25 Schéma modelu tlumiče v Simscape hydraulics.....	68
Obr. 4-26 Náčrt hlavního šoupátka	68
Obr. 4-27 Schéma modelu hlavního šoupátka v Simscape hydraulics	69
Obr. 4-28 Náčrt řídicího šoupátka.....	71
Obr. 4-29 Schéma modelu řídicího šoupátka v Simscape hydraulics.....	71
Obr. 4-30 Závislost odezvy na ovládací síle pro různé rychlosti pohybu pístnice .	73
Obr. 4-31 Závislost odezvy na tuhosti hlavní pružiny pro různé rychlosti pohybu pístnice (osa x v logaritmických souřadnicích).....	73
Obr. 4-32 Závislost odezvy na počátečním stlačení pružiny pro různé rychlosti pohybu pístnice	74
Obr. 4-33 Závislost odezvy na modulu pružnosti kapaliny pro různé rychlosti pohybu pístnice tlumiče.....	75
Obr. 4-34 Závislost odezvy na ztrátovém koeficientu hlavního šoupátka pro různé rychlosti pohybu pístnice tlumiče	75
Obr. 4-35 Závislost odezvy na ztrátovém koeficientu řídicího šoupátka pro různé rychlosti pohybu pístnice tlumiče	76
Obr. 4-36 Závislost velikosti odezvy na obsahu otvoru v řídicím šoupátku pro různé rychlosti pohybu pístnice	77
Obr. 5-1 Rozložení magnetické indukce a magnetických siločar v obvodu	79
Obr. 5-2 Závislost síly na poloze pro různé budicí proudy	80
Obr. 5-3 Redukce hmotnosti zvětšením průměru vrtání	80
Obr. 5-4 Závislost síly na poloze kotvy pro různé průměry vrtání	81
Obr. 5-5 Redukce hmotnosti rovnoměrným rozložením nasycení na kotvě.....	81
Obr. 5-6 Závislost síly na poloze kotvy pro různé kuželové otvory	82
Obr. 5-7 Zvýšení síly na kotvě vlivem zmenšení magnetického přerušení	82
Obr. 5-8 Závislost síly na poloze pro různé velikosti magnetického přerušení	83
Obr. 5-9 Vliv vrcholového úhlu.....	83
Obr. 5-10 Závislost síly na poloze kotvy pro různé velikosti vrcholového úhlu	84
Obr. 5-11 Zvýšení síly na kotvě vlivem zmenšení magnetické mezery na čele kotvy	84

Obr. 5-12 Závislost síly na poloze kotvy pro různé velikosti magnetické mezery na čele kotvy	85
Obr. 5-13 Závislost síly na poloze pro různé proudy při šířce magnetické mezery 0,7 mm	85
Obr. 5-14 Závislost síly na poloze porovnání výsledku s původním aktuátorem ..	86
Obr. 5-15 Závislost polohy a síly na čase pro nový ventil buzený proudem 1,1 A a napětím 30 V a 14 V	86
Obr. 5-16 Konstrukční řešení nového elektromagnetického aktuátoru	88
Obr. 5-17 Uložení ventilu na tlumiči	89
Obr. 5-18 Umístění ventilu na tlumiči	90
Obr. 5-19 Sestavený ventil	90
Obr. 5-20 Součásti aktuátoru	91
Obr. 5-21 Srovnání závislostí síly na poloze pro různé proudy při užití odlehčeného jádra z materiálu Vacoflux (levý graf – naměřená data, pravý graf – simulovaná data)	91
Obr. 5-22 Srovnání závislostí síly na poloze pro simulovaných 1,1 A a naměřených 1,2 A	92
Obr. 5-23 Závislost rozsahu síly na budicím proudu v sepnutém a odpojeném stavu	93
Obr. 5-24 Závislost odezvy na proudu	94
Obr. 5-25 Srovnání závislosti odezvy na rychlosti pro originální a nový ventil při zatěžování v tlaku	94
Obr. 5-26 Srovnání závislosti odezvy na rychlosti pro originální a nový ventil při zatěžování v tahu	95
Obr. 5-27 Srovnání závislosti odezvy na rychlosti pro originální a nový ventil při zatěžování v tlaku při počátečním proudu 0,3 A	96
Obr. 5-28 Srovnání závislosti odezvy na rychlosti pro originální a nový ventil při zatěžování v tahu při počátečním proudu 0,3 A	96
Obr. 5-29 Srovnání závislosti rychlosti nárůstu síly na rychlosti pístnice pro nový a původní ventil v tlaku	97
Obr. 5-30 Srovnání závislosti rychlosti nárůstu síly na rychlosti pístnice pro nový a původní ventil v tahu	97
Obr. 1 Vstupní hodnoty pro vyhodnocení stlačitelnosti	114

Obr. 2 Vyhodnocení vlivu stlačitelné kapaliny..... 116

11 SEZNAM TABULEK

Tab. 2-1 Základní parametry rychlého elektromagnetického ventilu [14].	31
Tab. 4-1 Výsledky měření odezvy CES ventilu.....	58
Tab. 4-2 Odezvy posunu kotvy aktuátoru při buzení proudem 1,6 A.....	66
Tab. 4-3 Porovnání modelu s měřením při zatížení v tlaku a ovládacím proudu 1,6 A.....	72
Tab. 5-1 Odezvy posunu kotvy nového aktuátoru při buzení proudem 1,1 A.....	87
Tab. 5-2 Srovnání naměřených a simulovaných odezev původního a nového aktuátoru	92

12 SEZNAM PŘÍLOH

Přílohy v dokumentu

PŘÍLOHA 1 – Výpočet vlivu stlačitelnosti

PŘÍLOHA 2 – Výpočet šroubového spojení

Externí přílohy

PŘÍLOHA 3 – Vyhodnocení odezvy aktuátoru

PŘÍLOHA 4 – Vyhodnocení odezvy tlumiče

PŘÍLOHA 5 – Výkresová dokumentace aktuátoru

PŘÍLOHA 1

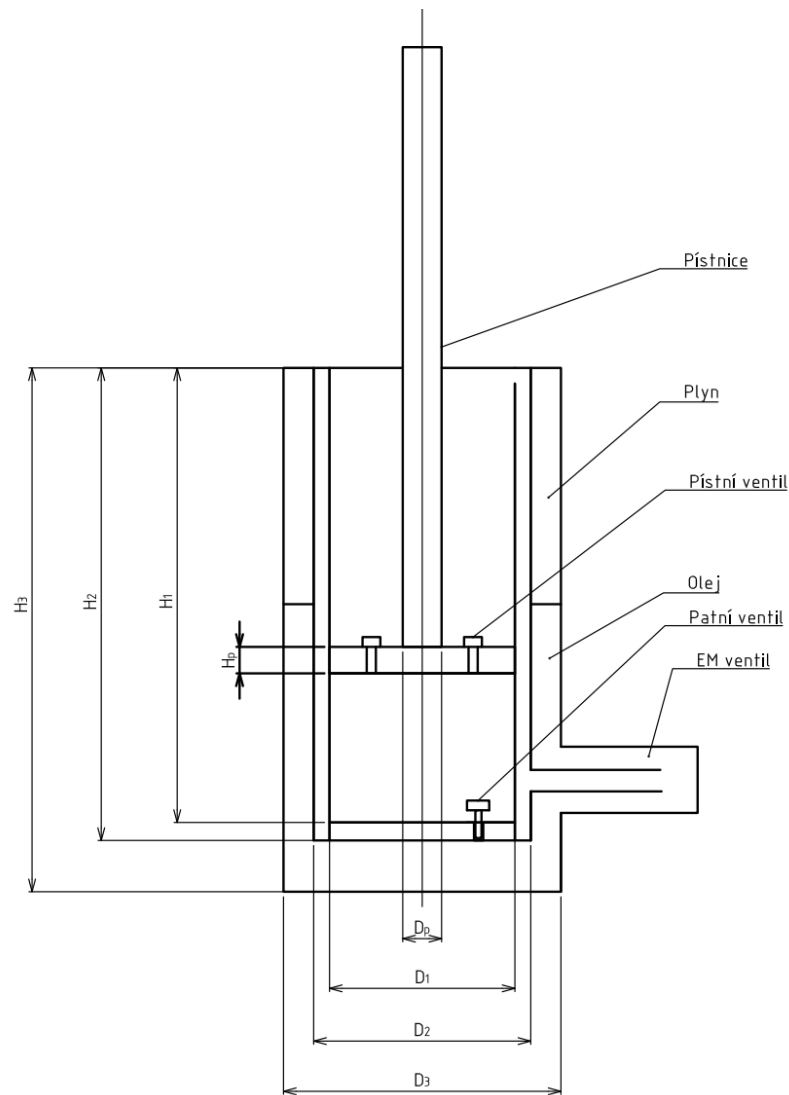
Analytické vyhodnocení vlivu stlačitelnosti

Výrazná závislost odezvy na rychlosti pohybu pístnice a rozdílné odezvy v tlaku jsou do velké míry vyvolány stlačitelností kapaliny. Pro bližší vyhodnocení tohoto vlivu je třeba vytvořit matematický model, který uvažuje příslušný objem kapaliny, který je před ventilem stlačován a vyhodnotit jeho vliv na odezvu. K tomu je třeba pracovat s celým tlumičem DCC.

Vstupní hodnoty

$K_s = 1,5 \text{ GPa}$	modul objemové pružnosti oleje
$D_p = 22 \text{ mm}$	průměr pístnice
$D_{1in} = 32 \text{ mm}$	vnitřní průměr vnitřního pláště
$D_{1out} = 34,5 \text{ mm}$	vnější průměr vnitřního pláště
$D_{2in} = 36,5 \text{ mm}$	vnitřní průměr středního pláště
$D_{2out} = 40 \text{ mm}$	vnější průměr středního pláště
$D_3 = 52 \text{ mm}$	vnitřní průměr vnějšího pláště
$H_1 = 309 \text{ mm}$	výška vnitřního pláště
$H_2 = 323 \text{ mm}$	výška středního pláště
$H_3 = 334 \text{ mm}$	výška vnějšího pláště
$H_p = 20 \text{ mm}$	výška pístu

Obr. 1 zobrazuje řez DCC tlumičem, na kterém jsou zakresleny podstatné rozměry pro vyhodnocení vlivu stlačitelnosti na kapalinu. Pro větší přehlednost jsou průměry D_{1in} a D_{1out} označeny pouze středním průměrem D_1 .



Obr. 1 Vstupní hodnoty pro vyhodnocení stlačitelnosti

Výpočet řídicích průřezů

První podstatný průřez je průřez pístnice S_p :

$$S_p = \pi \cdot \left(\frac{D_p}{2}\right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{0,022}{2}\right)^2 = 3,8e^{-4}m^2 \quad (2)$$

Dalším průřezem je mezikruží mezi vnitřním pláštěm a pístnicí S_{m1} :

$$S_{m1} = \pi \cdot \left[\left(\frac{D_{1in}}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_p}{2}\right)^2 \right] = \pi \cdot \left[\left(\frac{0,032}{2}\right)^2 - \left(\frac{0,022}{2}\right)^2 \right] \quad (3)$$

$$= 4,24e^{-4}m^2$$

Dalším průřezem je mezikruží mezi vnitřním a prostředním pláštěm S_{m2} :

$$S_{m2} = \pi \cdot \left[\left(\frac{D_{2in}}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_{1out}}{2} \right)^2 \right] = \pi \cdot \left[\left(\frac{0,0365}{2} \right)^2 - \left(\frac{0,0345}{2} \right)^2 \right] \quad (4)$$

$$= 1,15e^{-4}m^2$$

Výpočet stlačovaných objemů

Tato kapitola je klíčová pro vyhodnocení stlačitelnosti. Aby vznikla na škrticím ventilu tlumicí síla, musí dojít k nárůstu tlaku před ventilem. Zde se tedy projeví vliv objemu, ve kterém musí k tomuto nárůstu dojít. Tento objem je jiný při zatížení tlakem než při zatížení tahem. Při zatížení tlakem je tento objem V_{tlak} součtem objemu pod pístem a nad pístem a součtem objemu mezi prostředním a vnitřním pláštěm. Zatímco při zatížení tahem je tento objem V_{tah} menší o objem pod pístem. Tento rozdíl objemů pak vyvolá rozdílnou odezvu v tahu či v tlaku.

$$V_{tlak} = \frac{1}{2} \cdot (S_p + S_{m1}) \cdot (H_1 - H_p) + \frac{1}{2} \cdot S_{m1} \cdot (H_1 - H_p) + S_{m2} \cdot H_2 \quad (5)$$

$$= \frac{1}{2} \cdot (3,8e^{-4} + 4,24e^{-4}) \cdot (0,309 - 0,02) + \frac{1}{2} \cdot 4,24e^{-4} \cdot (0,309 - 0,02) + 1,54e^{-4} \cdot 0,323 = 2,16e^{-4}m^3$$

$$V_{tah} = \frac{1}{2} \cdot S_{m1} \cdot (H_1 - H_{p1}) + S_{m2} \cdot H_2 \quad (6)$$

$$= \frac{1}{2} \cdot 4,24e^{-4} \cdot (0,309 - 0,2) + 1,54e^{-4} \cdot 0,323$$

$$= 0,98e^{-4}m^3$$

Vykreslení závislosti odezvy na rychlosti pístnice

Tlakový $\Delta p_{tlak/tah}$ rozdíl se vypočítá z rozdílu síly na pístnici $\Delta F_{tlak/tlak}$ a plochy, na kterou tato síla působí. Rovnice již není vyčíslena, protože jsou hodnoty dosazovány pro několik měřených stavů.

$$\Delta p_{tlak} = \frac{\Delta F_{tlak}}{S_p} \quad (7)$$

$$\Delta p_{tah} = \frac{\Delta F_{tah}}{S_{m1}} \quad (8)$$

Následující rovnice jsou již společné pro zatěžování tahem i tlakem. Rozdíl objemu kapaliny $\Delta V_{tah/tlak}$ při zatížení zmíněným tlakem tedy je:

$$\Delta V_{tah/tlak} = \frac{V_{tah/tlak} \cdot \Delta p_{tah/tlak}}{K_s} \quad (9)$$

Dráha $s_{tah/tlak}$, kterou musí pístnice urazit, aby došlo k požadovanému nárůstu tlaku, tedy je:

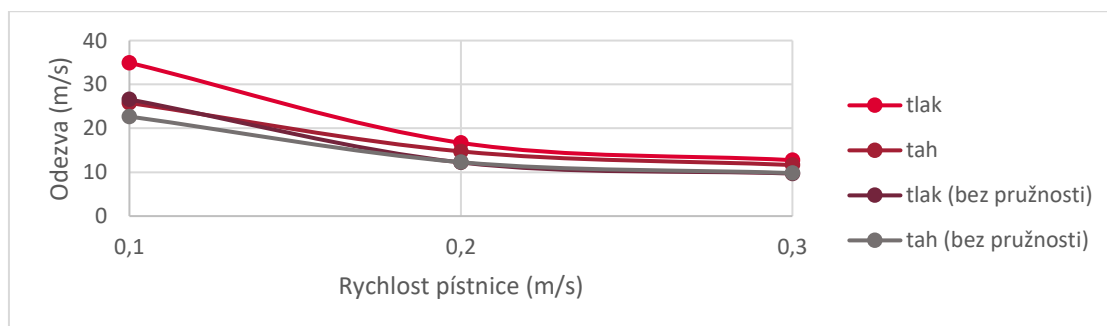
$$s_{tah} = \frac{\Delta V_{tah}}{S_{m1}} \quad (10)$$

$$s_{tlak} = \frac{\Delta V_{tlak}}{S_p} \quad (11)$$

Odezva $T_{tah/tlak}$ je potom dobou, za kterou pístnice urazí požadovanou dráhu při rychlosti v :

$$T_{tah/tlak} = \frac{s_{tah/tlak}}{v} \quad (12)$$

Obr. 2 zobrazuje, jak se projevuje pružnost kapaliny na odezvě v závislosti na čase. Srovnává hodnoty odezvy po odečtení vlivu pružnosti s hodnotami odezvy s vlivem stlačitelnosti. Je vidět, že vliv pružnosti je velmi významný a že po jeho odečtení se odezvy tahu a v tlaku přiblížily. To, že zejména v nižších rychlostech je odezva v tahu a v tlaku stále rozdílná, vyvolávají rozdíly v ploše pístnice a mezikruží pístu, díky čemu je objemový průtok ventilem odlišný pro stejné rychlosti pístnice. To, že je odezva i po odečtení vlivu stlačitelnosti závislá na rychlosti, plyne ze skutečnosti, že olej stále protéká skrz škrticí kanály. Pokud je rychlost malá, škrcení neomezuje průtok dostatečně, aby došlo k rychlému nárůstu tlaku.



Obr. 2 Vyhodnocení vlivu stlačitelné kapaliny

PŘÍLOHA 2

Výpočet šroubového spojení v přírubě

Zadané hodnoty

$F_{pistnice} = 1750 \text{ N}$	maximální síla na pístnici
$D_{pistnice} = 22 \text{ mm}$	průměr pístnice
$D_{tes} = 22 \text{ mm}$	průměr oblasti, na kterou tlak působí
$d_2 = 2,7 \text{ mm}$	střední průměr závitu
$N = 4$	počet šroubů
$A_s = 5,03 \text{ mm}^2$	výpočtový průřez šroubu M3
$D_s = 3 \text{ mm}$	jmenovitý průměr šroubu
$D_l = 2,5 \text{ mm}$	malý průměr matice
$h_p = 3 \text{ mm}$	výška příruby
$h_{pp} = 1 \text{ mm}$	výška podložky
$h_s = 6 \text{ mm}$	hloubka zašroubování
$E = 207 \text{ Gpa}$	modul pružnosti oceli
$S_p = 580 \text{ Mpa}$	zkušební napětí
$R_{ms} = 800 \text{ Mpa}$	mez pevnosti šroubu 8.8
$p_d = 150 \text{ Mpa}$	dovolený tlak v závitech pro ocelovou matici
$P = 0,5 \text{ mm}$	rozteč závitu
$\beta = 30^\circ$	polovina úhlu stoupání závitu
$f = 0,12$	součinitel tření v závitu
$f_o = 0,12$	součinitel tření pod hlavou

Tlakové síly od kapaliny

Platí, že průměr pístnice tlumiče $D_{pistnice}$ je roven průměru těsnění D_{tes} , které ohraničuje maximální oblast, na kterou může vysoký tlak od kapaliny na aktuátor působit. Pokud jsou rovné průměry, jsou rovné i síly při uvažování rovnoměrného natlakování tlumiče.

Na základě této skutečnosti je tedy možné dopočítat tlakovou sílu F_{tlak} působící na jeden šroub šroubového spojení:

$$F_{tlak} = \frac{F_{pistnice}}{N} = \frac{1750}{4} = 438 \text{ N} \quad (13)$$

Tuhost šroubu

Pro správný výpočet šroubového spojení je třeba znát tuhost šroubu. Šroub je možné uvažovat jako do série zapojené pružiny, kdy jedna pružina odpovídá závitové části a druhá pružina části bez závitu.

Nejprve je třeba dopočítat účinnou svěrnou délku l_s :

$$l_s = h_p + h_{pp} + \frac{D_s}{2} = 3 + 1 + \frac{3}{2} = 5,5 \text{ mm} \quad (14)$$

Svěrná délka je rozdělena na část, která připadá závitové části $l_b = 4 \text{ mm}$, a část připadající dříku $l_g = 1,5 \text{ mm}$.

Jestliže průřez dříku šroubu je $S_d = 7,07 \text{ mm}^2$, je možné dopočítat tuhost šroubu k_s :

$$k_s = \frac{S_d \cdot A_s \cdot E}{S_d \cdot l_b + A_s \cdot l_g} = \frac{7,07 \cdot 5,03 \cdot 207 \cdot 10^9}{7,07 \cdot 4 + 5,03 \cdot 1,5} = 2,05 \cdot 10^5 \text{ N/mm} \quad (15)$$

Tuhost spojovaných součástí

Pro výpočet tuhosti spojovaných součástí je využita exponenciální závislost z MKP modelů, kterou vytvořil Wileman, Choundry a Green. Konstanty pro ocel jsou $A = 0,78715$ a $B = 0,62873$:

$$\begin{aligned} k_u &= E \cdot D_s \cdot A \cdot \exp\left(\frac{B \cdot D_s}{l_s}\right) \\ &= 207 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 0,78715 \cdot \exp\left(\frac{0,62873 \cdot 3}{5,5}\right) \\ &= 6,89 \cdot 10^5 \text{ N/mm} \end{aligned} \quad (16)$$

Síla předpětí

Síla předpětí F_i pro rozebíratelné spoje se volí jako 0,75 zkušební napětí S_p :

$$F_i = 0,75 \cdot S_p \cdot A_s = 0,75 \cdot 580 \cdot 5,03 = 2188 \text{ N} \quad (17)$$

Silové poměry

Pro správné určení síly ve šroubech a síly ve spojovaných součástech je třeba určit tuhostní konstantu spoje C :

$$C = \frac{k_s}{k_s + k_u} = \frac{2,05 \cdot 10^5}{2,05 \cdot 10^5 + 6,89 \cdot 10^5} = 0,23 \quad (18)$$

Síla ve šroubu F_s potom přenáší sílu předpětí F_i a část zatížení spoje vynásobenou tuhostní konstantou:

$$F_s = F_i + F_{max} \cdot C = 2188 + 0,23 \cdot 438 = 2289 \text{ N} \quad (19)$$

Kontrola bezpečnosti sevření spoje:

$$k_0 = \frac{F_i}{F_{max} \cdot (1 - C)} = \frac{2188}{438 \cdot (1 - 0,23)} = 6,72 \quad (20)$$

Otlačení

Dalším kritickým místem je otlačení závitů v matici. Kde počet závitů n vychází z podílu zašroubované délky šroubu v matici h_s roztečí P :

$$n = \frac{h_s}{P} = \frac{6}{0,5} = 12 \quad (21)$$

Tlak v závitech p_z pak odpovídá:

$$p_z = \frac{4F}{\pi \cdot n \cdot (D_s^2 - D_1^2)} = \frac{4 \cdot 1601}{\pi \cdot 12 \cdot (3^2 - 2,5^2)} = 82,5 \text{ Mpa} \quad (22)$$

Bezpečnost k_p pak odpovídá podílu dovoleného tlaku p_d a tlaku v závitech p_z :

$$k_p = \frac{p_d}{p_z} = \frac{150}{82,5} = 1,82 \quad (23)$$

Únava

Maximální napětí σ_M na šroubu odpovídá:

$$\sigma_M = \frac{F_s}{A_s} = \frac{2289}{5,03} = 457 \text{ Mpa} \quad (24)$$

Dolní napětí na šroubu odpovídá:

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_s} = \frac{2188}{5,03} = 437 \text{ Mpa} \quad (25)$$

Amplituda napětí na šroubu odpovídá:

$$\sigma_a = \frac{F_s - F_i}{2 \cdot A_s} = \frac{2289 - 2188}{2 \cdot 5,03} = 9,7 \text{ Mpa} \quad (26)$$

Mez únavy pro materiál šroubu třídy 8.8 je $\sigma_c^x=129$ Mpa. Za užití Goodmanovy přímky získáme mezní amplitudu σ_A z následující rovnice:

$$\sigma_A = \frac{\sigma_c^x \cdot (R_{ms} - \sigma_i)}{R_{ms} + \sigma_c^x} = \frac{129 \cdot (800 - 437)}{800 + 129} = 50,4 \text{ Mpa} \quad (27)$$

Bezpečnost k_u proti meznímu stavu únavy je tedy:

$$k_u = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = \frac{50,4}{9,7} = 5,18 \quad (28)$$

Mezní amplituda σ_A vzhledem ke zkušebnímu napětí potom je:

$$\sigma_A = \frac{S_p - \sigma_i}{2} = \frac{(580 - 437)}{2} = 71,5 \text{ Mpa} \quad (29)$$

Součinitel bezpečnosti vůči zkušebnímu napětí:

$$k_s = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = \frac{71,5}{9,7} = 7,37 \quad (30)$$

Je zřejmé, že bezpečnost vůči meznímu stavu únavy je poměrně vysoká, a bylo by možné užít menší množství šroubů, či šrouby menšího průměru. Avšak je třeba zajistit rovnoměrné rozložení napětí na těsněních, proto konstrukce uvažuje 4 šrouby.

Utahovací moment

Utahovací moment M_u se dopočítá ze síly předpětí F_i za předpokladu, že průměr pod hlavou je $d_0 = 3,8$ mm.

$$\begin{aligned} M_u &= \frac{F_i d_2}{2} \left[\frac{P_h + \pi f d_2 \sec(\beta)}{\pi d_2 - f P_h \sec(\beta)} \right] + \frac{F_i f_0 d_0}{2} \\ &= \frac{1500 \cdot 0,0027}{2} \left[\frac{0,0005 + \pi \cdot 0,12 \cdot 0,0027 \sec(30^\circ)}{\pi \cdot 0,0027 - 0,12 \cdot 0,0005 \cdot \sec(30^\circ)} \right] \\ &\quad + \frac{1500 \cdot 0,12 \cdot 0,0038}{2} = 1,07 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (31)$$

Utahovací moment M_u odpovídá 1,07 Nm.