



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**TUHOST PLANŽETOVÉHO VENTILU
HYDRAULICKÉHO TLUMIČE**

STIFFNESS OF SHIM STACK VALVE OF HYDRAULIC SHOCK ABSORBER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Dominik Šustr

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Dominik Šustr**
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.**
Akademický rok: 2022/23

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:

Tuhost planžetového ventilu hydraulického tlumiče

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Planžetový ventil patří mezi nejpoužívanější typy ventilů ve vozidlových tlumičích odpružení. Jednoduchá výroba a velmi široká variabilita nastavení charakteristiky tlakové ztráty patří mezi hlavní důvody jeho hojného použití. Na druhou stranu není jednoduché určit základní charakteristiky tohoto ventilu pro účely výpočtových modelů. Hlavním záměrem práce by mělo být vytvoření výpočtové metodiky pro určení tuhosti planžetového ventilu a její validace pomocí měření tlakových ztrát na skutečném hydraulickém tlumiči s planžetovým ventilem na pracovním pístu.

Cíle diplomové práce:

Shrnutí současného stavu poznání.
Popis základních analytických metod pro stanovení tuhosti ventilu.
Sestavení MKP metodiky pro určení tuhosti.
Validace metodiky pomocí měřených dat.

Seznam doporučené literatury:

JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA Jiří. Automobily (1): Podvozky. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 245 s. ISBN 978-80-87143-11-7.

DIXON, John C. The Shock Absorber Handbook. 2nd Edition. West Sussex: John Wiley & Sons Ltd, 2007. 432 s. ISBN 0-7680-0050-5.

REIMPELL, Jornsens. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

BUDYNAS, Richard G., NISBETT, J. Keith a SHIGLEY, Joseph Edward. Shigley's mechanical engineering design. 10th edition. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015. 1104 s. ISBN 0073398209.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá tvorbou MKP metodiky pro určení tuhosti planžetového ventilu. Planžetový ventil je jedním z nejčastěji používaných ventilů v tlumičích vozidel. Tuhost ventilu značně ovlivňuje charakteristiky daného tlumiče. Určit tyto charakteristiky, spolu s tuhostí planžetového ventilu, je náročný a zdlouhavý proces založený především na empirickém měření. Z tohoto důvodu je vytvořen výpočtový MKP model pomocí softwaru Ansys Workbench. Tento model je validován pomocí měřených dat. V této práci je také diskutována možnost využívání analytických výpočtů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Tlumič, planžetový ventil, tuhost planžet, metoda konečných prvků, ANSYS

ABSTRACT

This thesis deals with the creation of a Finite Element Method (FEM) methodology for determining the stiffness of a shim valve. The shim valve is one of the most commonly used valves in vehicle dampers. The valve's stiffness significantly influences the characteristics of a given damper. Determining these characteristics, along with the stiffness of the shim valve, is a demanding and lengthy process based primarily on empirical measurement. For this reason, a computational FEM model is created using Ansys Workbench software. This model is validated using measured data. This paper also discusses the possibility of using analytical calculations.

KEYWORDS

Shock absorber, shim stack valve, shim stack stiffness, finite element method, ANSYS

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠUSTR, Dominik. Tuhost planžetového ventilu hydraulického tlumiče. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/149225>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Petr Hejtmánek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Petra Hejtmánka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 22. května 2023

.....

Bc. Dominik Šustr

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat mému vedoucímu práce dr. Petru Hejtmánkovi za veškerou pomoc, čas, přívětivost a ochotu při zpracování této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat celé své rodině za obrovskou podporu při studiu i mimo něj. Svým přátelům Martinovi H. a Karlovi Ch. za pomoc a podporu a Radimovi S. za poskytnutý hardware a software.

OBSAH

Úvod.....	3
1 Formulace problému.....	4
2 Formulace cílů	5
3 Hydraulický tlumič	6
3.1 Konfigurace hydraulického tlumiče	6
3.2 Fyzikální jevy v hydraulickém tlumiči	10
3.2.1 Tření	10
3.2.2 Kavitace.....	10
3.2.3 Hystereze.....	10
3.2.4 Teplotní závislost	11
3.3 Průběh tlumící síly	11
4 Matematický model tlumiče	14
4.1 Bernoulliho rovnice.....	14
4.2 Objemové průtoky v tlumiči	18
4.2.1 Objemový průtok přes vyrovnávací ventil	19
4.2.2 Objemový průtok přes planžetový ventil	20
4.2.3 Objemový průtok mezi pístem a pláštěm tlumiče	23
4.3 Tlaky v kompresní a vyrovnávací komoře.....	23
4.4 Tlumící síla.....	26
4.5 Řešení matematického modelu.....	26
5 Planžetový ventil.....	27
5.1 Konstrukce	27
5.2 Vliv variant sestav planžet na charakteristiky tlumiče.....	28
5.2.1 Vliv pístu na charakteristiky tlumiče	28
5.2.2 Vliv tvaru sestavy planžet	29
5.2.3 Vliv množství planžet	30
5.2.4 Vliv tloušťky planžet.....	31
5.2.5 Vliv průměru podložky	32

5.2.6	Vliv vloženého kroužku do sestavy.....	33
5.2.7	Vliv vložené planžety malým průměrem do sestavy.....	34
5.3	Analytické přístupy k výpočtu tuhosti planžetového ventilu.....	34
5.4	Analytický výpočet průhybu planžet.....	37
6	Výpočtový model.....	42
6.1	Výběr softwaru.....	42
6.2	Vstupní data.....	42
6.3	Geometrie.....	44
6.4	Materiálový model.....	45
6.5	Diskretizace modelu.....	45
6.6	Nastavení kontaktů.....	48
6.7	Okrajové podmínky.....	51
7	Výsledky výpočtového modelu.....	55
7.1	Definice variant skladeb planžet.....	61
7.2	Vyhodnocení průhybu.....	61
7.3	Vyhodnocení napětí.....	66
7.4	Shrnutí výsledků.....	71
Závěr.....		72
Citovaná literatura.....		74
Seznam použitých zkratk a symbolů.....		80

ÚVOD

Diplomová práce se zaměřuje na sestavení MKP metodiky pro stanovení tuhosti planžetového ventilu, klíčové komponenty v hydraulických tlumičích, která hraje důležitou roli při regulaci toku kapaliny a tím i v celkové charakteristice tlumiče. Planžetové ventily jsou běžně používané ventily v tlumičích vozidel, a to díky své jednoduché vyrobiteľnosti a velkému rozsahu možností nastavení charakteristik tlakových ztrát. Nicméně určit tyto charakteristiky je poměrně náročné a děje se tak pomocí často zdoluhavých měření.

Planžetový ventil je v podstatě série tenkých disků – planžet, spojených k sobě, které se prohýbají vlivem protékajícího oleje. Tuhost ventilu – míra, jak se planžety ve ventilu deformují v důsledku působení tlaku, je základní vlastností ovlivňující charakteristiku tlumiče

Tato práce začíná formulací problému a cílů v kapitolách 1 a 2, které definují hlavní motivaci a účel této práce. Třetí kapitola je věnována studiu hydraulických tlumičů, včetně jejich konfigurace, fyzikálních jevů, které v nich probíhají, a jejich klíčových vlastností. Ve čtvrté kapitole je popsán matematický model tlumiče.

V Páté kapitole je představena konstrukce ventilu a zkoumány jsou různé varianty sestav planžet a jejich vliv na charakteristiky tlumiče. Analytický přístup k výpočtu tuhosti planžetového ventilu je také podrobně popsán.

Šestá kapitola se věnuje hlavnímu předmětu této práce, popisuje výpočtový model vytvořený pro simulaci planžetového ventilu, včetně výběru softwaru, vstupních dat, geometrie, diskretizace modelu a okrajových podmínek. Výsledky tohoto modelu jsou pak podrobně analyzovány v sedmé kapitole, která zahrnuje definici variant skladeb planžet, vyhodnocení průhybů a napětí a srovnání s naměřenými daty.

1 FORMULACE PROBLÉMU

Planžetový ventil je jedním z nejčastěji používaných ventilů v tlumičích odpružení vozidel. Jeho hlavní výhody spočívají v jednoduchosti výroby a v širokém rozsahu možností nastavení charakteristik tlakové ztráty. Přesto je získání základních charakteristik tohoto ventilu pro výpočtové modely a ladění tlumičů poměrně náročné. Způsob, jak tyto charakteristiky získat je pomocí empirického měření, které může být značně zdlouhavé a finančně neefektivní. Tyto nedostatky v dané oblasti tedy definují zadání a požadavky na tuto diplomovou práci.

2 FORMULACE CÍLŮ

Cílem této práce je vytvoření MKP metodiky pro určení tuhosti planžetového ventilu. Proto aby bylo možné daného cíle dosáhnout je nutné splnit dílčí cíle. Tyto dílčí cíle lze definovat následovně:

1. **Shrnutí současného stavu poznání.**
2. **Popis základních analytických metod pro stanovení tuhosti ventilu.**
3. **Sestavení MKP metodiky pro určení tuhosti.**
4. **Validace metodiky pomocí měřených dat.**

3 HYDRAULICKÝ TLUMIČ

Hydraulický tlumič, jako jeden z nezbytných prvků systému odpružení podvozku vozidel, má značný a podstatný vliv na celkové chování vozidla, především na jeho bezpečnost při provozu. Jeho funkce, zásadně ovlivňuje jak stabilitu, tak i jízdní vlastnosti vozidla.

Hlavní funkcí hydraulického tlumiče je využití viskózního tření, které je generováno škrcením průtoku kapaliny uvnitř samotného tlumiče. Kinetická energie je tak přeměněna na teplo. Tento proces umožňuje efektivně omezit přenos rázů a vibrací, které by jinak mohly být přenášeny do ostatních částí vozidla. To by mohlo způsobit potenciální poškození a zvýšit bezpečnostní riziko.

Navíc, hydraulický tlumič má zásadní úlohu v udržování neustálého kontaktu kola vozidla s vozovkou. Tímto způsobem umožňuje efektivní přenos silových účinků a zajišťuje stabilitu a kontrolu vozidla za všech jízdních podmínek.

Chápání významu a úlohy hydraulického tlumiče vyžaduje také bližší pochopení komponent tlumiče. V této práci se zabýváme jednou z nich, planžetovým ventilem, který je ve většině hydraulických tlumičů. Ten je integrální součástí hydraulického tlumiče. Dalším rozměrem pochopení celého tlumiče je tedy i pochopení vlivu tuhosti planžet na jeho fungování a vlastnosti.

V následujících podkapitolách, ve kterých je čerpáno primárně z těchto zdrojů [1] [2] [3] [4], se tedy podrobněji zaměřuje na konfiguraci hydraulického tlumiče. Je představena jeho základní funkce a vlastnosti.

3.1 KONFIGURACE HYDRAULICKÉHO TLUMIČE

Teleskopické hydraulické tlumiče přichází v široké škále konfigurací, které nabízejí řadu funkcí a možností. V závislosti na **možnostech nastavení tlumící síly** je můžeme kategorizovat do čtyř hlavních skupin: pasivní, pasivní adaptivní, semi-aktivní a aktivní.

Pasivní tlumiče jsou charakterizovány absencí jakékoliv elektronické komponenty, která by umožňovala měnit tlumící charakteristiku. To znamená, že jedinou cestou, jak měnit jejich tlumící schopnosti, je buď jejich kompletní demontáž nebo manuální nastavení přímo na tlumiči. Tyto metody mohou být pracné a časově náročné.

Pasivní adaptivní tlumiče představují pokročilejší variantu, která nabízí určitou míru automatické adaptace. Tyto tlumiče mohou "adaptovat" svou tlumící sílu na základě polohy, což znamená, že tlumící síla je přímo závislá na aktuální poloze tlumiče. Tento koncept se v odborné literatuře často označuje jako *Stroke dependent damping*. [5]

Dále, pasivní adaptivní tlumiče mohou také měnit své vlastnosti v závislosti na rychlosti zdvihu. To znamená, že při pomalém zdvihu je zde přídavný obtok hydraulické kapaliny. Naopak, při rychlém zdvihu se tento přídavný obtok uzavře, což zvyšuje hydraulický odpor a tím vzroste i tlumící síla.

Semi-aktivní tlumiče jsou dalším krokem vpřed v technologii tlumení, protože jsou schopné dynamicky měnit svou tlumící sílu na základě dat, která jsou shromažďována senzory umístěnými na vozidle. Tyto senzory sledují různé parametry, jako je rychlost, zrychlení, poloha volantu a jiné dynamické faktory, které mohou ovlivnit chování tlumiče. [6] Data ze senzorů jsou následně odeslána do řídicí jednotky, která je zpracuje pomocí specifických algoritmů, jako jsou *Groundhook* nebo *Skyhook* [7]. Na základě těchto dat je pak možné upravit nastavení tlumiče tak, aby co nejlépe vyhovovalo aktuálním podmínkám.

Příkladem semi-aktivního tlumiče může být tlumič s elektromagnetickým proporcionálním ventilem, jako je například VW DCC. Tento tlumič je konstrukčně velmi podobný pasivnímu tlumiči. Klíčovým rozdílem je však přítomnost zmíněného ventilem, který může otevřít nebo zavřít průtočné kanály podle potřeby, což umožňuje regulaci tlumící síly. Dalším příkladem semi-aktivního tlumiče je magnetoreologický tlumič. Tento typ tlumiče obsahuje speciální olej, který je naplněn mikročásticemi. Tyto částice se magnetizují díky magnetickému poli generovanému cívkou, která obklopuje tlumič. Tento proces, známý jako magnetoviskózní jev, mění viskozitu oleje. Vyšší intenzita magnetického pole vede k vyšší viskozitě, a tedy k vyšší tlumící síle. [8]

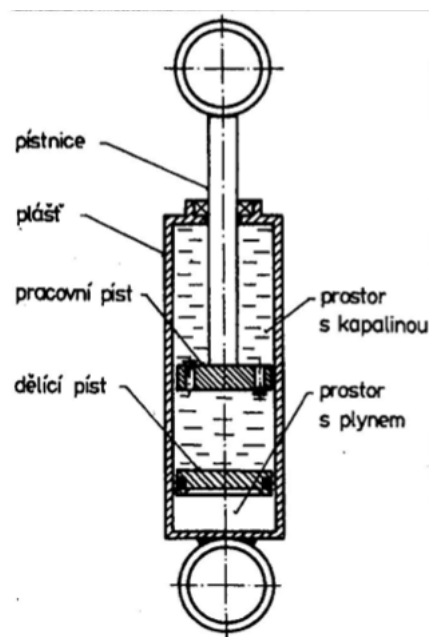
Pokročilejší kategorie tlumičů, známá jako aktivní tlumiče, navíc obsahuje aktuátor. Tento prvek dokáže aktivně kontrolovat pohyb karoserie vozidla, což přináší ještě vyšší úroveň kontroly a přizpůsobivosti.

Zaměřením se na nejčastější **konstrukční charakteristiky tlumičů** je možné je rozdělit do dvou hlavních kategorií: jednoplášťové a dvouplášťové tlumiče.

Jednoplášťové tlumiče (viz obr. 1) se vyznačují svou relativně jednoduchou konstrukcí. Základem je pracovní píst, který se pohybuje v rámci pracovního prostoru uvnitř tlumiče. Kromě tohoto pracovního pístu se v tlumiči nachází také plovoucí píst. Pod ním je pak plyn pod přetlakem, nejčastěji dusík. Tlak tohoto plynu se pohybuje v rozmezí 20-25 barů pro osobní automobily, zatímco v motorsportu je obvykleji používaný nižší tlak, zhruba 10-15 barů. Plovoucí píst má velmi důležitou roli – kompenzuje změnu objemu, kterou způsobuje pohyb pracovního pístu respektive pístnice. Díky přetlaku plynu pod pístem se navíc snižuje náchylnost oleje ke kavitaci. Tlak, který je pod pracovním pístem, je shodný s tlakem pod plovoucím pístem.

Zajímavostí je, že čím vyšší je tlak pod pracovním pístem, tím, po odečtení tlakové ztráty na tomto pístu, máme vyšší hodnotu tlaku nad ním. To nám umožňuje být dále od hodnoty tlaku nasycení plynu rozpuštěného v kapalině. Vyšší tlak zároveň snižuje stlačitelnost oleje, což vede ke snížení hystereze. [9]

Nicméně jednoplášťové tlumiče mají také své nevýhody. Obecně mají delší konstrukci díky přítomnosti plovoucího pístu. Dále je problematické efektivně utěsnit pístnici.



Obr. 1 Jednoplášťový tlumič [3]

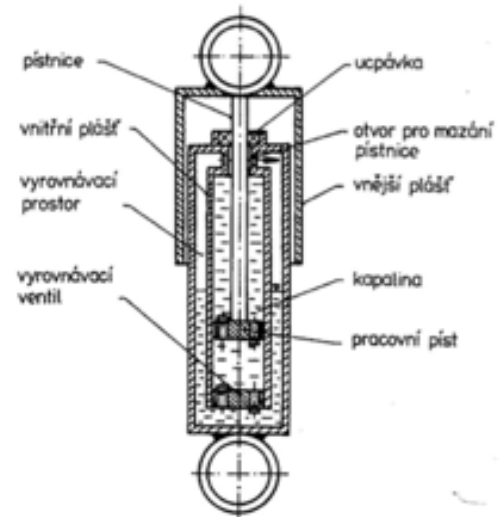
Dvouplášťové tlumiče (viz obr. 2) představují další typ tlumičů, které se liší od jednoplášťových svou specifickou konstrukcí. U těchto tlumičů najdeme pracovní prostor, jenž je vyplněný olejem. Uvnitř tohoto prostoru se nachází pracovní píst.

Kolem pracovního prostoru se pak nachází takzvaný vyrovnávací prostor. Tento prostor je z části naplněný olejem a z části plynem. Plyn může být pod přetlakem, ale může také mít atmosférický tlak. Vyrovnávací prostor je od pracovního prostoru oddělen vyrovnávacím ventilem. Funkce vyrovnávacího prostoru je podobná jako u jednoplášťových tlumičů. Kompenzuje změnu objemu způsobenou pohybem pístnice při stlačení a současně umožňuje kompenzovat nadbytek objemu oleje, který vzniká jeho ohřátím.

I dvouplášťové tlumiče mají své nevýhody. Jednou z nich je horší chlazení, což je způsobeno skutečností, že vyrovnávací prostor překrývá pracovní prostor, kde dochází k většině generovaného tepla. Navíc u těchto tlumičů je vyšší riziko vzniku kavitace, zejména pokud je ve vyrovnávacím prostoru atmosférický tlak.

Dalším problémem je, že není oddělena kapalina od plynu, což může vést k jejich míšení. Tlumič pak může být používán jen do určitého naklonění, než by došlo k nasátí plynu do pracovního prostoru, což by mohlo negativně ovlivnit jeho funkci.

Na druhou stranu mají dvouplášťové tlumiče své výhody. Jednou z nich je nižší cena v porovnání s jednoplášťovými tlumiči. Další výhodou je menší zástavbová délka, což může být důležité v případech, kdy je prostor pro instalaci tlumičů omezený.



Obr. 2 Dvouplášťový tlumič [3]

3.2 FYZIKÁLNÍ JEVY V HYDRAULICKÉM TLUMIČI

Nejen tlakové ztráty ovlivňují výslednou tlumicí sílu tlumiče, ale i jeho konstrukce má vliv na výsledné fyzikální jevy, které v tlumiči probíhají. Mezi tyto jevy patří tření mezi jednotlivými komponenty, kavitace oleje, hysterezní chování a teplotní závislost oleje. Tato kapitola podkapitola je tvořena z

3.2.1 TŘENÍ

Tření, které významně ovlivňuje výslednou tlumicí sílu tlumiče, je nejvíce způsobeno interakcí mezi pístem, plovoucím pístem a pláštěm tlumiče, stejně jako mezi pístnicí a tělem tlumiče. Teflonový kroužek, který je předepjatý o-kroužkem, je nejčastěji používaným těsněním u pístů. Tření je závislé na tlaku v tlumiči, jelikož právě tlak tlačí těsnění více ke stěně pláště tlumiče.

3.2.2 KAVITACE

Kavitace nastává, když tlak klesne pod hodnotu syté páry, což vede k tvorbě dutin, které jsou zpočátku naplněny vakuem a následně parou z okolní kapaliny. Když je podtlak odstraněn, tyto dutiny implodují a vytvářejí rázové vlny. Tyto vlny mají potenciál způsobit mechanické poškození okolních těles. Kavitace rovněž ovlivňuje tlumicí sílu tlumiče. Během komprese dochází ke zpoždění nárůstu tlumicí síly, což je způsobeno zvýšením tlaku na roztažné straně pístu (pára má větší objem než kapalina). Toto zvýšení tlaku pak ovlivňuje otevírání planžetového ventilu.

3.2.3 HYSTEREZE

Hystereze v tlumiči způsobuje rozdílnou tlumicí sílu při stejné rychlosti stlačování a roztahování. Jde o zpoždění síly tlumiče, jež je závislé na zrychlení. Při zrychlování pístu, dochází ke stlačení oleje namísto toho, aby olej protékal pístem a docházelo ke vzniku tlakové ztráty. Potom co píst přestane zrychlovat, zůstává stlačení oleje a olej dále protéká úměrně rychl. Po ukončení zrychlení olej zůstává stlačený a protéká úměrně rychlosti. Vznik hystereze je tedy závislé na zrychlení.

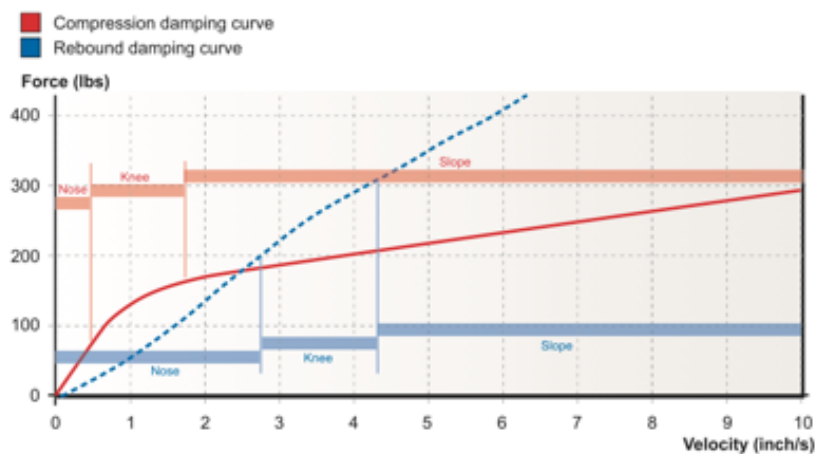
3.2.4 TEPLITNÍ ZÁVISLOST

S rostoucí tlumící silou tlumiče se zvyšuje i jeho teplota. Toto je způsobeno tím, že zvýšené omezení průtoku kapaliny vede k většímu viskóznímu tření, a tudíž k většímu přeměně energie na teplo. S rostoucí teplotou olej snižuje svou viskozitu, což má za následek snížení tlumící síly. Kromě toho teplota také ovlivňuje další jevy, jako je kavitace a tření.

3.3 PRŮBĚH TLUMÍCÍ SÍLY

Aby bylo možné v další kapitole vysvětlit koncept planžetového ventilu, tuhost planžet a jejich dopad na vlastnosti tlumiče, je nejprve potřeba vysvětlit terminologii, která se pro popis používá. Také bude vysvětlen průběh tlumící síly v závislosti na rychlosti zdvihu, který se využívá pro zobrazení charakteristiky tlumiče.

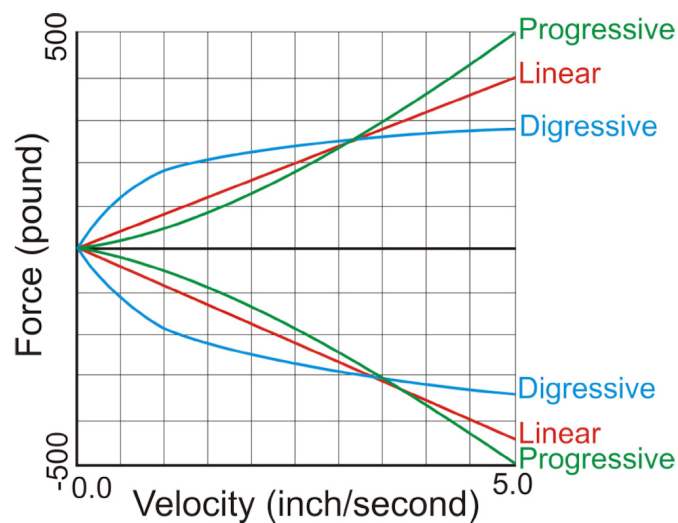
Při zkoumání přiloženého grafu (viz graf č. 1) je možné si povšimnout, jak se tlumící síla mění v závislosti na rychlosti zdvihu. Graf nám ukazuje tři různé oblasti, které tvoří celkový průběh křivky.



Graf č.1 Průběh tlumící síly na rychlosti zdvihu [10]

První oblast na grafu je označována jako "nose", tedy "nos". Tato oblast je spojena s nízkými rychlostmi zdvihu. Vlastnosti tlumiče v této části křivky lze upravit pomocí seřizovače označovaného jako "low speed adjuster".

Po oblasti "nose" následuje oblast nazvaná "knee", což v překladu znamená "koleno". Tato oblast začíná v místě, kde se křivka začíná zakřivovat, a končí tam, kde se křivka opět začíná rovnat. Je důležité si uvědomit, že tvar oblasti "knee" je silně ovlivněn charakteristikou otevírání ventilu. Pokud je charakteristika otevírání ventilu postupná, "gradual", křivka má tendenci mít spíše lineární průběh. Pokud je naopak charakteristika otevírání ventilu náhlá, "abrupt", křivka se stává více degresivní. [10] Tyto termíny, jako jsou "lineární" a "degresivní", budou v následující části podrobněji vysvětleny.



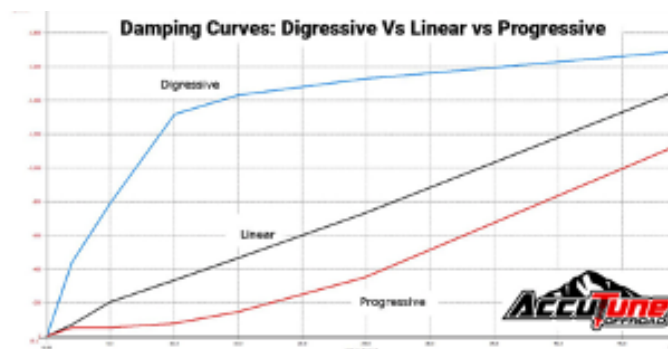
Graf č.2 Průběh tlumící síly na rychlosti zdvihu – lineární, progresivní, degresivní křivka [12]

V oblasti dynamiky vozidel a konstrukce tlumičů rozlišuje Ryan [11] tři základní typy křivek, které popisují vztah mezi tlumící silou a rychlostí zdvihu tlumiče, jak lze vidět na grafu č. 2. Těmito třemi základními typy křivek jsou progresivní, degresivní a lineární charakteristika.

Progresivní charakteristika tlumiče je typická tím, že tlumící síla se zvyšuje s rostoucí rychlostí zdvihu. Tlumič s touto charakteristikou může v některých případech způsobovat horší ovladatelnost vozidla, zejména při nízkých rychlostech zdvihu, kdy je tlumící síla relativně nízká. Na druhou stranu, vozidlo s tlumiči s progresivní charakteristikou může být komfortnější, protože tlumič lépe absorbuje menší nerovnosti.

Degresivní charakteristika je charakterizována rychlým nárůstem tlumící síly při nízkých rychlostech zdvihu. Tento typ křivky je obvykle preferován v tlumičích u vozidel, kde je důraz kladen na vysokou ovladatelnost. Nicméně, při vyšších rychlostech zdvihu může být ovladatelnost vozidla s degresivní charakteristikou tlumičů pocitově horší a může méně efektivně zvládat menší nerovnosti na povrchu vozovky.

Lineární charakteristika představuje konzistentní vztah mezi tlumící silou a rychlostí zdvihu, kde tlumící síla se zvyšuje lineárně s rostoucí rychlostí zdvihu. Tento typ křivky je často považován za výchozí nastavení tlumičů, které je poté upravováno podle konkrétních požadavků na jízdní vlastnosti vozidla směrem k více progresivní, nebo degresivní charakteristice (viz graf č.3). Vozidlo s touto charakteristikou tlumičů, může dávat řidiči méně zpětné vazby zejména při nájezdu do zatáčky. [12]



Graf č.3 Upravené průběhy tlumící síly na rychlosti zdvihu – lineární, progresivní, degresivní křivka [11]

4 MATEMATICKÝ MODEL TLUMIČE

Následující kapitola se detailněji zaměřuje na rovnice, které popisují chování a funkci hydraulického tlumiče. Díky tomu vyplyne, jakou roli hraje tuhost, respektive otevření planžetového ventilu v tlumiči.

Tato kapitola vychází z modelu a rovnic představených Talbottem a Starkeym [13]. Tito autoři sestavili matematický model závodního jednoplášťového tlumiče, který poskytuje podrobný pohled na jeho funkci a chování. Jejich článek je obzvlášť zajímavý svým přístupem k určení tuhosti planžetového ventilu – aspektu, který je středem této práce. O tomto přístupu bude psáno v kapitole o analytických přístupech k určení tuhosti ventilu.

Je důležité zdůraznit, že první kroky k vytvoření matematického modelu tlumiče byly učiněny již v roce 1977, a to díky práci H. Langa [14]. Langova práce položila základy pro další vývoj a studium v této oblasti. Tato kapitola je primárně tvořena z těchto zdrojů [13], [14], [15].

4.1 BERNOULLIHO ROVNICE

Jak už bylo dříve uvedeno, základní princip fungování tlumiče je založen na principu energetické ztráty, přesněji řečeno, na přeměně kinetické energie na energii tepelnou. Tato přeměna je realizována prostřednictvím škrcení průtoku oleje. Aby bylo možné toto ještě více objasnit, je možné se obrátit k Bernoulliho rovnici jako základnímu nástroji pro popis tohoto procesu.

Bernoulliho rovnice je základní rovnice fyziky proudění a byla použita H. Langem v práci, která se zabývá matematickým modelováním chování tlumičů. Lang ve své práci nejen použil Bernoulliho rovnici, ale také ji rozšířil o dynamický ztrátový koeficient C_D , místo ztrátového koeficientu pro ustálené proudění C_a [13]. S tímto koeficientem ukázal, že Bernoulliho rovnice je vhodná pro modelování neustáleného proudění v tlumiči.

Při vrácení se k Bernoulliho rovnici samotné, je důležité si uvědomit, že tato rovnice je aplikací zákona zachování energie na proudící kapalinu. Předpokládá se, že kapalina je ideální a její

proudění je ustálené. Rovnice říká, že součet tlakové energie, kinetické energie a vnější potenciální energie zůstává konstantní.

$$E_p + E_k + E_g = \textit{konst.} \quad (1)$$

Avšak, je důležité poznamenat, že v rámci našeho kontextu, tedy při modelování chování tlumiče, se člen odpovídající tlakové potenciální energii v Bernoulliho rovnici nemění významným způsobem. To znamená, že tento konkrétní člen, i když je v Bernoulliho rovnici prezentován, může být pro naše účely a pro účely tohoto modelu bez větší ztráty přesnosti vynechán. To umožňuje zjednodušit rovnici na tento tvar:

$$E_p + E_k + E_g = \textit{konst.} \quad (2)$$

Členy, které reprezentují kinetickou a tlakovou energii, jsou formulovány takto

$$E_p = pV \quad (3), \quad E_k = \frac{1}{2} mv^2 \quad (4)$$

Pokud jsou členy (3) a (4) dosazeny zpět do rovnice (1):

$$pV + \frac{1}{2} mv^2 = \textit{konst.} \quad (5)$$

a následně je rovnice vydělena objemem V , má výsledná rovnice tvar:

$$p + \frac{1}{2} \rho v^2 = \textit{konst.} \quad (6)$$

Rovnice zapsaná pro proudění mezi dvěma rezervoáry nabývá tohoto tvaru:

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 \quad (7)$$

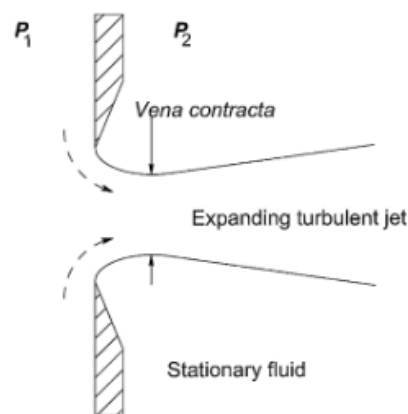
a průtok lze pomocí rovnice kontinuity zapsat jako

$$Q = A_T v_T \quad (8).$$

Vzhledem k tomu, že se v tlumiči snaží kapalina protéct velmi malým otvorem s ostrými hranami, dochází k velkému tření, které vede k výraznému zpomalení proudění kapaliny. To znamená, že hodnota rychlosti proudění v je menší, než je hodnota teoretické rychlosti proudění v_T z rovnice (8).

Podobně se ze stejného důvodu skutečná průtočná plocha A zmenšuje v porovnání s teoretickou (geometrickou) plochou A_T . Tento jev "*vena contracta*", je dobře ilustrován na obrázku č. 3.

Tyto rozdíly mezi teoretickými a skutečnými hodnotami nám umožňují definovat ztrátové koeficienty. Poměr mezi skutečnou rychlostí v a teoretickou rychlostí v_T je definován jako ztrátový koeficient rychlosti C_v . Obdobně, poměr mezi skutečnou průtočnou plochou A a teoretickou průtočnou plochou A_T je definován jako ztrátový koeficient plochy C_A .



Obr. č. 3 Proudění kapaliny skrz otvor s ostrou hranou [4]

Poté je ztrátový koeficient ustáleného proudění definován jako produkt těchto dvou koeficientů, tedy $C_d = C_v C_A$ (9) [4].

Dynamický ztrátový koeficient, označovaný symbolicky jako C_D a uvedený rovnicí (10), je koeficient, kterou původně definoval již dříve zmíněný H. Lang.

Dynamický ztrátový koeficient je definován jako funkce několika různých proměnných. Patří sem akcelerační číslo, Reynoldsovo číslo, Cauchyho číslo a posledním parametrem je poměr délky obvodu otvoru k jeho délce. Tento ztrátový koeficient může nabývat různých hodnot v závislosti na geometrii otvoru a směru proudění, jak je ukázáno na obrázku č. 4. [16]

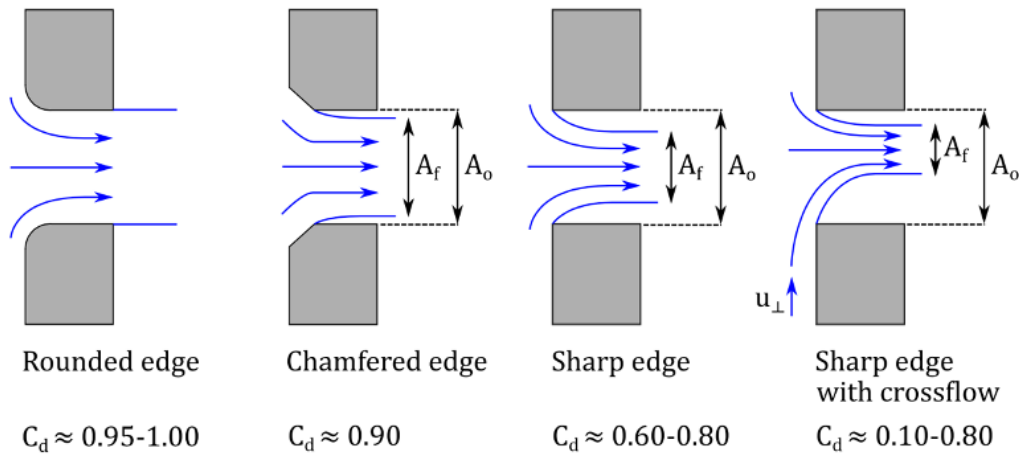
$$C_D = \Phi \left\{ \frac{al}{v^2}, \frac{\mu}{\rho vl}, \beta v^2 \rho, \frac{s}{l} \right\} \quad (10)$$

Nyní, když je definován dynamický ztrátový koeficient C_D (10) je možné přepsat rovnici objemového průtoku (8) na následující tvar:

$$Q = C_D A v \quad (11)$$

Průtok otvorem v tlumiči je posléze dán dosazením rovnice objemového průtoku (11) do Bernulliho rovnice (7).

$$Q = C_D A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (12)$$



Obr. č. 4 Typické hodnoty dynamického ztrátového koeficientu C_D [16]

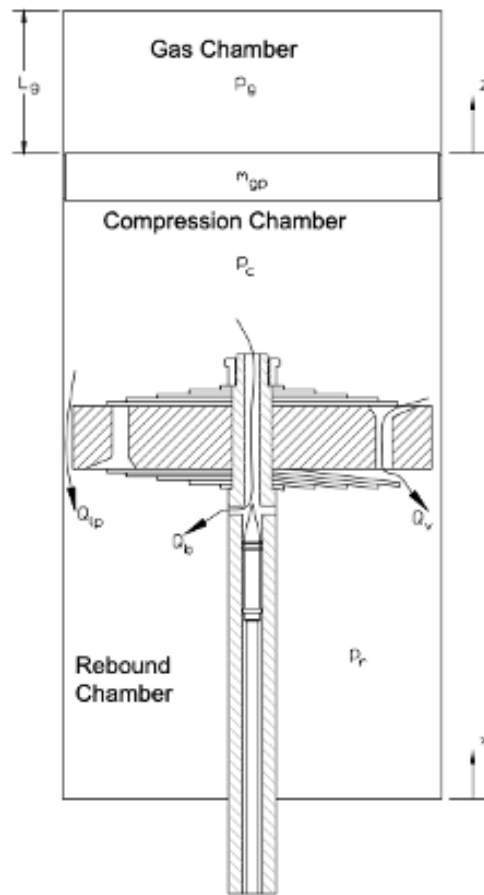
4.2 OBJEMOVÉ PRŮTOKY V TLUMIČI

Během procesu stlačování pístu v hydraulickém tlumiči se olej pohybuje z kompresní komory do komory expanzní. Opačným směrem, tedy z expanzní komory zpět do kompresní komory pak olej protéká v průběhu fáze roztahování pístu.

Při pohledu na obrázek č. 5, ukazující objemové průtoky při kompresi, si můžeme všimnout, že olej proudí třemi různými cestami. První cestou je průtok přes vyrovnávací ventil, označovaný jako Q_b . Druhou cestou je průtok skrze kompresní ventil, označovaný jako Q_v . Poslední, třetí cestou je průtok mezi pístem a pláštěm tlumiče, označovaný jako Q_{lp} . Tento průtok vzniká v důsledku nedokonalosti těsnění mezi těmito dvěma součástmi tlumiče.

Celkový objemový průtok, který charakterizuje množství oleje procházejícího tlumičem za jednotku času, je pak dán součtem těchto tří objemových průtoků, které jsme právě popsali. Tedy můžeme napsat rovnici pro celkový objemový průtok:

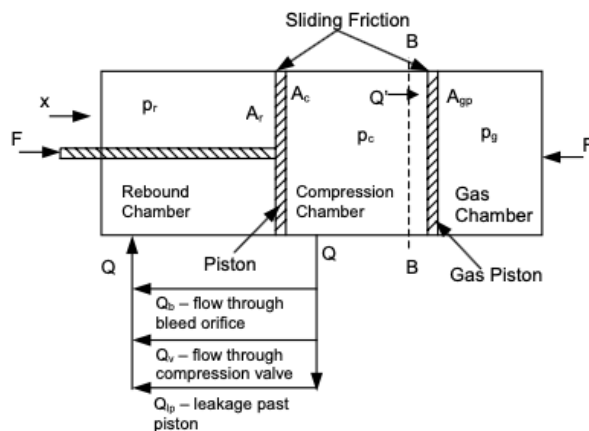
$$Q = Q_b + Q_v + Q_{lp} \quad (13)$$



Obr. č. 5 Diagram cest objemových průtoků při kompresi tlumiče [13]

Celkový průtok Q je definovaný jako $Q = A_r \dot{x}$ (14). Je to z toho důvodu, že při kompresi se píst vyrovnávací komory pohybuje směrem vlevo, stlačuje plyn ve vyrovnávací komoře a kompenzuje tak objem zasouvající se pístnice (viz obr. č. 6). Průtok tedy skrz průřez B-B, je při kompresi a expanzi stále $Q' = \dot{x}(A_c - A_r)$ (15) a proto můžeme psát, že

$$A_r \dot{x} = Q_b + Q_v + Q_{lp} \quad (16)$$



Obr. č. 6 Obrázek znázorňující průtok při kompresi [13]

4.2.1 OBJEMOVÝ PRŮTOK PŘES VYROVNÁVACÍ VENTIL

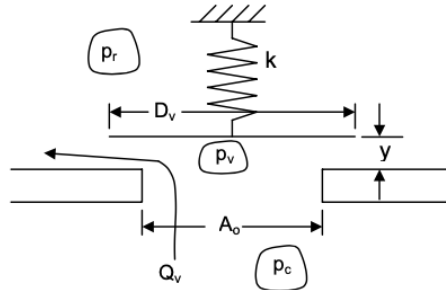
Hodnota objemového průtoku tekoucího skrze vyrovnávací ventil je určena rovnicí číslo (17).

$$Q_b = C_D A_b \sqrt{\frac{2(p_c - p_r)}{\rho}} \quad (17)$$

Tato rovnice byla odvozena z předcházející rovnice s označením (12). Hodnota tlakové ztráty je určena na základě rozdílu tlaku mezi dvěma částmi tlumiče, a to kompresní a expanzní komorou. Koeficient tlakové ztráty C_D je určen na základě experimentálního měření.

Vzhledem k tomu, že se jedná o specifický typ ventilu, konkrétně o jehlový ventil, je potřeba zohlednit také hodnotu plochy A_b . Tato hodnota je vypočítána z měření pro každé jednotlivé nastavení vyrovnávacího ventilu.

4.2.2 OBJEMOVÝ PRŮTOK PŘES PLANŽETOVÝ VENTIL



Obr. č. 7 Proudění kapaliny skrz zjednodušený model ventilu [4]

Průtok oleje skrze planžetový ventil, označovaný jako Q_v je děj, který je spojen s vznikem dvou tlakových ztrát. První z těchto tlakových ztrát, popsána rovnicí (18), se tvoří v průběhu průtoku oleje skrze otvor, který se nachází přímo v pístu tlumiče. Poté, co olej projde skrze tento otvor, proudí dále okolo planžet ventilu. Během tohoto průtoku vzniká druhá tlaková ztráta, která je popsána rovnicí (19). Celý tento proces průtoku oleje skrze planžetový znázorněn na přiloženém obrázku č. 7.

$$\Delta p_{po} = p_c - p_v \quad (18)$$

$$\Delta p_{valve} = p_v - p_r \quad (19)$$

Průtočná plocha je dána jako:

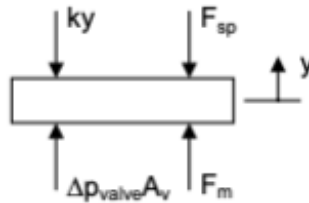
$$A_{v,flow} = \frac{1}{2} \pi D_v y \quad (20)$$

Po dosazení rovnic (19) a (20) do rovnice (12) vzniká rovnice objemového průtoku přes planžetový ventil:

$$Q_v = \frac{1}{2} \pi D_v y C_D \sqrt{\frac{2 \Delta p_{valve}}{\rho}} \quad (21)$$

Tlak, který působí na planžety, vede k jejich průhybu, který je označen proměnnou y . Tuhost planžet, má zásadní vliv na objemový průtok, který přes planžetový ventil prochází. To znamená, že průhyb přímo ovlivňuje tlakovou ztrátu, a tedy i charakteristiky tlumiče. Analytickému výpočtu a výpočetnímu modelování pro určení průhybu planžet se budeme věnovat detailně v dalších kapitolách.

Pro výpočet průhybu planžety, a tedy i objemového průtoku, který přes ventil prochází, je nejprve nutné určit síly, které na planžetu působí. Celkově je potřeba zohlednit čtyři různé síly. Toto lze vidět na obrázku č. 8, který znázorňuje silové uvolnění planžety ventilu. Je důležité poznamenat, že v těchto výpočtech se zanedbává hmotnost planžety.



Obr. č. 8 Obrázek silové rovnováhy planžety [4]

První síla, kterou je potřeba vzít v úvahu, je síla předpětí planžetového ventilu, označená jako F_{sp} . Tato síla způsobuje průhyb planžet, a to i v případě, že je ventil uzavřen. Další síla, označená jako $\Delta p_{valve} A_v$, pochází z tlakové ztráty na planžetovém ventilu. Třetí síla je odvozena od fiktivní pružiny ventilu, označená jako ky . Poslední, čtvrtá síla, je způsobena změnou momentu setrvačnosti proudění, která nastává vlivem změny směru proudění při obtékání poslední planžety planžetového ventilu. Tato síla je definována následovně:

$$F_m = \rho \frac{Q_v^2}{A_o} \quad (22)$$

Lang ve své práci dále rozšířil tuto rovnici o korelační člen označený jako C_f . Tento člen byl zahrnut do rovnice kvůli nejistotě, která je spojena s polem proudění, jehož konkrétní charakteristika nebyla zcela známá. Hodnota korelačního členu C_f , byla stanovena na základě

experimentálních měření, která Lang provedl. Z těchto měření vyplývá, že hodnota C_f je 0.3.

$$F_m = \rho \frac{Q_v^2}{A_o} C_f \quad (23)$$

Uvolněním planžety je získána rovnice silové rovnováhy:

$$ky = \Delta p_{valve} A_v + F_m - F_{sp} \quad (24)$$

Pokud je nyní dosazena rovnice (23) do rovnice (24), je získána rovnice, která vyjadřuje otevření planžetového ventilu.

$$ky = \Delta p_{valve} A_v + \rho \frac{Q_v^2}{A_o} C_f - F_{sp} \quad (25)$$

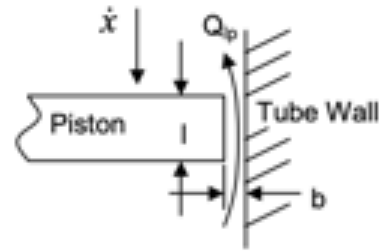
Planžetový ventil je v sérii s otvorem v pístu tlumiče, který je také označován jako "*piston orifice*". Díky tomuto uspořádání je možné konstatovat, že objemový průtok tekoucí planžetovým ventilem je roven s objemovým průtokem, který prochází otvorem v pístu. Nicméně, ačkoliv je objemový průtok roven, tlaková ztráta v obou těchto částech systému se liší. Viz rovnice (18) a obrázek č. 7.

Pokud je rovnice (18) dosazena do obecné rovnice průtoku (12), je získána nová rovnice, která je ekvivalentní rovnici objemového průtoku skrz planžetový ventil.

$$Q_v = C_D A_o \sqrt{\frac{2\Delta p_{po}}{\rho}} \quad (26)$$

4.2.3 OBJEMOVÝ PRŮTOK MEZI PÍSTEM A PLÁŠTĚM TLUMIČE

Objemový průtok, o kterém zde hovoříme, je důsledkem nedokonalosti těsnění mezi pístem a pláštěm tlumiče (viz obr. č. 9). Tato nedokonalost, respektive netěsnost umožňuje oleji proudit mezi expanzní a kompresní komorou další cestou, což zvyšuje celkový objemový průtok v systému.



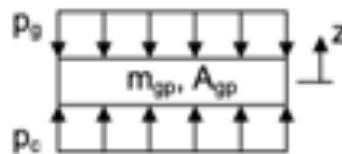
Obr. č. 9 Proudění kapaliny mezi pístem a pláštěm tlumiče [4]

Lang ve své práci tento objemový průtok, definovaný rovnicí (27), popsal na základě předpokladu laminárního proudění mezi dvěma deskami. Tento předpoklad je možné použít vzhledem k malé mezeře mezi pístem a pláštěm tlumiče, která je menší než 0,1 mm.

Rovnice, která popisuje proudění mezi dvěma deskami, byla odvozena z Navier-Stokesových rovnic.

$$Q_{lp} = \pi D \left(\frac{\Delta p b^3}{12 \mu l} + \frac{v b}{2} \right) \quad (27)$$

4.3 TLAKY V KOMPRESNÍ A VYROVNÁVACÍ KOMOŘE.



Obr. č. 10 Obrázek silové rovnováhy na vyrovnávacím pístu [4]

Vyrovnávací komora, která je také někdy nazývána "gas chamber", má specifickou konstrukci, která je vytvořena tak, aby mohla kompenzovat zvětšující se objem, který vzniká při kompresi v důsledku zasouvání pístnice dovnitř (viz plovoucí píst na obr. č.10).

Talbott a Starkey ve své práci předpokládali, že olej, který se nachází v systému, je nestlačitelnou kapalinou. Díky tomuto předpokladu je možné vyjádřit tlaky označené jako p_g a p_c jako funkci zdvihu x .

V rámci tohoto modelu se dále předpokládá, že tření mezi plovoucím pístem a pláštěm tlumiče je zanedbatelné.

Tlak ve vyrovnávací komoře se určí ze zákona o ideálním plynu (28), kde proměnné s indexem gi jsou hodnoty na začátku děje, kdy je pístnice tlumiče zcela vytažena, a s indexem g jsou proměnné v jakémkoliv okamžiku děje.

$$\frac{p_{gi}V_{gi}}{T_{gi}} = \frac{p_gV_g}{T_g} \quad (28)$$

Předpokládá se, že teplota je na začátku a na konci děje stejná a lze tedy rovnici (28) upravit na následující tvar

$$p_g = \frac{p_{gi}V_{gi}}{V_g} \quad (29).$$

Za předpokladu nestlačitelné kapaliny můžeme zapsat konečný objem jako

$$V_g = V_{gi} + \Delta V \quad (30).$$

Počáteční objem můžeme zapsat jakožto součin délky vyrovnávací komory a plochy plovoucího pístu

$$V_{gi} = A_{gp}L_g \quad (31).$$

Pro expanzi je změna objemu kladná a pro stlačení záporná a lze ji zapsat jako

$$\Delta V = -A_{rod}x = -(A_c - A_r)x \quad (32).$$

Po dosazení rovnice (31) a (32) do rovnice (30) je získána rovnice pro konečný objem

$$V_g = A_{gp}L_g - A_{rod}x \quad (33).$$

A po dosazení rovnic (31) a (33) do rovnice (29) je získána rovnice pro tlak ve vyrovnávací komoře.

$$p_g = \frac{p_{gi}A_{gp}L_g}{A_{gp}L_g - A_{rod}x} \quad (34).$$

Pro získání hodnoty tlaku v kompresní komoře je nejprve potřeba vyjádřit silovou rovnováhu dle obrázku č. 10. Jak již bylo řečeno tření mezi plovoucím pístem a pláštěm tlumiče se zanedbává a může tedy být psáno

$$m_{gp}\ddot{z} = A_{gp}(p_c - p_g) \quad (35).$$

Při zanedbání stlačitelnosti kapaliny můžeme zrychlení plovoucího pístu \ddot{z} definovat pomocí zrychlení pístnice

$$\ddot{z} = \frac{A_{rod}\ddot{x}}{A_{gp}} \quad (36).$$

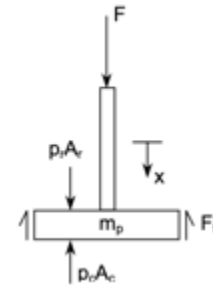
Po dosazení rovnic (34) a (36) do rovnice silové rovnováhy (35) je rovnice pro tlak v kompresní komoře

$$p_c = \frac{A_{rod}m_{gp}}{A_{gp}^2}\ddot{x} + \frac{p_{gi}A_{gp}L_g}{A_{gp}L_g - A_{rod}x} \quad (37).$$

4.4 TLUMÍCÍ SÍLA

Pro odvození tlumící síly, značené jako F , která je generována tlumičem pro určitou rychlost zdvihu, je nezbytné nejprve uvolnit tělo pístu (viz obr. č. 11).

Na píst působí třecí síla F_f . Tato síla vzniká z interakce mezi několika komponentami tlumiče. Jedná se konkrétně o interakci mezi pístnicí a těsněním těla tlumiče, ale také o interakci mezi pístem a pláštěm tlumiče. Pro určení hodnoty této síly je možné využít měření provedeného na dynamometru. Toto měření umožňuje získat hodnotu třecí síly pomocí hodnoty tlumící síly, kdy se bere hodnota tlumící síly několika cyklů při co nejmenší možné rychlosti zdvihu. Kromě třecí síly na píst také působí tlakové síly, které pocházejí z kompresní a expanzní komory tlumiče. Tedy tlak $p_c A_c$ a $p_r A_r$.



Obr. č. 11 Obrázek silové rovnováhy na pístu s pístnicí [4]

$$F + p_r A_r - p_c A_c - F_f = m_p \ddot{x} \quad (38)$$

4.5 ŘEŠENÍ MATEMATICKÉHO MODELU

Výše popsané kapitoly vedou na systém šesti nelineárních rovnic. Rovnice (13) popisuje celkový objemový průtok v tlumiči Q . Rovnice (17) popisuje objemový průtok vyrovnávacím ventilem Q_b . Rovnice (21) a (26) popisují objemový průtok oleje přes planžetový ventil Q_v . Rovnice (27) popisuje objemový průtok mezi pístem a pláštěm tlumiče Q_{lp} . Rovnice (25) popisuje průhyb, tedy otevření planžetového ventilu. Tento systém rovnic pak obsahuje celkem šest neznámých:

Q_b	objemový průtok vyrovnávacím ventilem
Q_v	objemový průtok přes planžetový ventil
Q_{lp}	objemový průtok mezi pístem a pláštěm tlumiče
P_{valve}	tlak na planžetovém ventilu
P_r	tlak v expanzní komoře
y	průhyb planžety

Po vyřešení výše uvedeného systému rovnic, a při známém tlaku v expanzní komoře, lze dopočítat tlumící sílu z rovnice pro danou rychlost, zrychlení a zdvih.

5 PLANŽETOVÝ VENTIL

Planžetový ventil je jedním z nejčastěji využívaných typů ventilů v tlumičích vozidel, a to z důvodů snadné vyrobitelnosti, a tedy i nízkých nákladů. Dále, planžetový ventil nabízí velkou variabilitu v nastavování charakteristik tlumicí síly. Tato flexibilita umožňuje vcelku jednoduše přizpůsobit chování tlumiče konkrétním potřebám a podmínkám. Použití tedy umožňuje výrobcům vozidel dosáhnout optimální rovnováhy mezi náklady, výkonem a přizpůsobivostí. Tato kapitola je primárně tvořena pomocí těchto zdrojů [17], [2], [18] a [11].

5.1 KONSTRUKCE

Sestava planžetového ventilu (viz obr. č. 12) je složena ze samotného pístu, který je opatřen těsněním, jež zabraňuje nežádoucím průtokům mezi pístem a pláštěm tlumiče. Na pístu jsou pak naskládány jednotlivé planžety různých průměrů a tloušťek.

Na sestavě planžet se dále nachází tlustostěnná podložka, která plní dvojí funkci. Jednak společně s matkou stahuje planžety k sobě a udržuje celou sestavu na pístnici, jednak může mít podložka také funkci brzdy. Pro určité sestavy planžet dokáže při vyšších rychlostech zdvihu omezit další otevření ventilu.



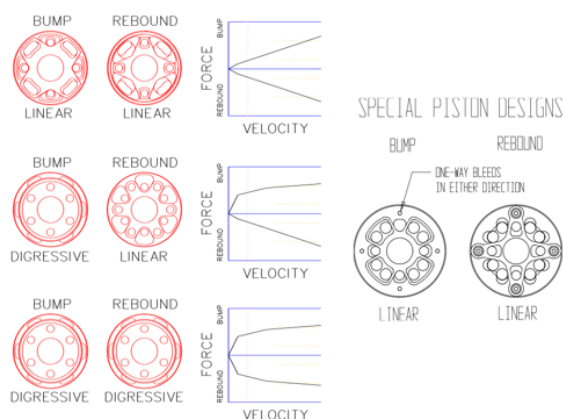
Obr. č. 12 Obrázek sestavy planžetového ventilu s pístem a pístnicí

5.2 VLIV VARIANT SESTAV PLANŽET NA CHARAKTERISTIKY TLUMIČE

Píst a planžetový ventil mají společně obrovský dopad na tlumicí charakteristiky tlumiče. Tyto komponenty lze konfigurovat různými způsoby, což umožňuje měnit průběh tlumicí síly v závislosti na rychlosti zdvihu.

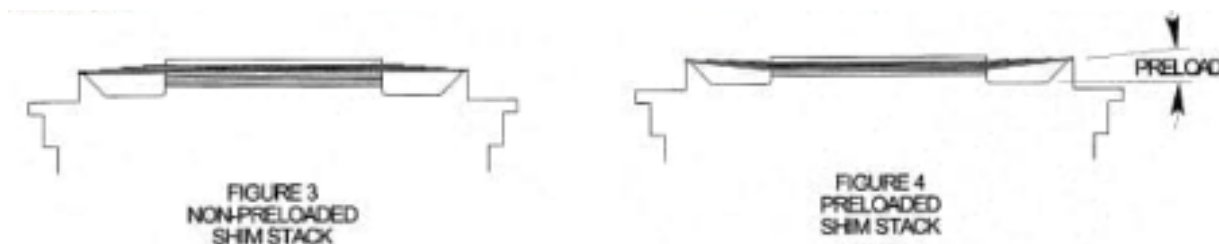
5.2.1 VLIV PÍSTU NA CHARAKTERISTIKY TLUMIČE

Pomocí pístu máme sice menší možnost ovlivnit charakteristiky tlumiče než planžetami, stále je ale důležité se podívat na to, jak tyto vlastnosti ovlivňuje. U pístu nás zajímá zejména jeho tvar, plocha a počet průtočných otvorů, což jsou faktory, které ovlivňují průběh tlumicí síly (viz obr. č. 13), protože mají přímý dopad na rozložení tlaku na planžetě. Toto rozložení dále ovlivňuje způsob, jakým se ventil otevírá, čímž lze upravovat charakteristiky tlumiče a dosáhnout různých výkonových cílů.



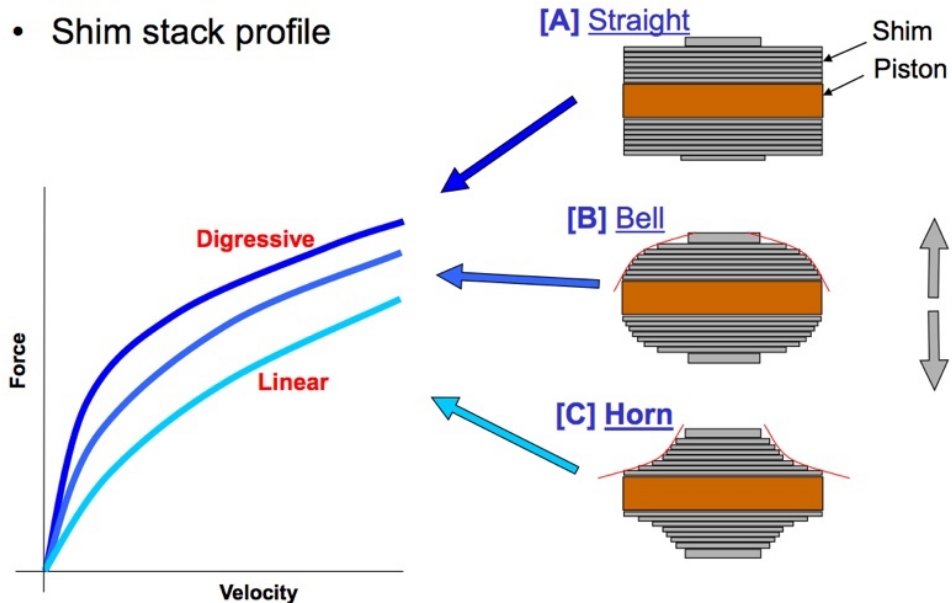
Obr. č. 13 Vliv variant pístu na průběh tlumicí síly v závislosti na rychlosti zdvihu [18] [55]

Pomocí vystouplých okrajů pístu lze také planžety předejpat a posunout charakteristiku do k degresivnějšímu průběhu (viz obr. č. 14).



Obr. č. 14 Obrázek konstrukce pístu, přepínajícího planžety [18] [55]

5.2.2 VLIV TVARU SESTAVY PLANŽET



Graf č. 4 Vliv uspořádání planžet na tlumící charakteristiku tlumiče [17]

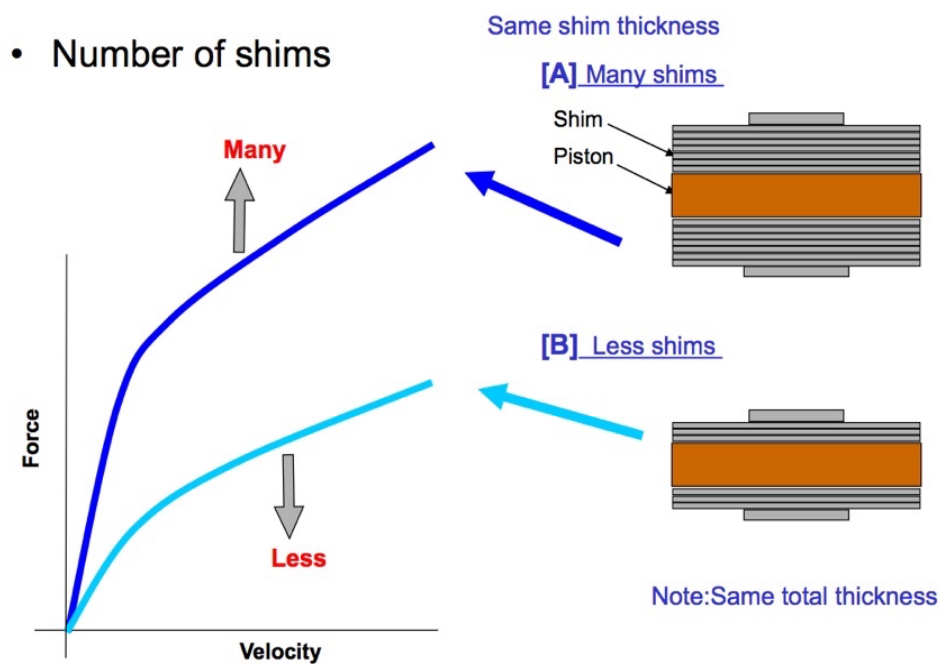
Jak už bylo zmíněno, klíčovým faktorem ovlivňujícím charakteristiku tlumiče je konkrétní uspořádání a typ planžet. Způsobem, jakým jsou planžety seskupeny a uspořádány, lze upravit tvar a průběh tlumící křivky.

Mezi nejčastěji používané uspořádání planžet patří takzvaná "pyramida", v přiloženém grafu č. 4 označeno jako "*horn*". To přináší spíše lineární průběh tlumící křivky.

Pokud je použito uspořádání planžet ve tvaru "zvonu" v obrázku "*bell*", křivka tlaku má tendenci být spíše degresivní. Nakonec, použitím planžet se stejným průměrem, v přiloženém obrázku označeno jako "*straight*", lze dosáhnout silně degresivního průběhu křivky.

5.2.3 VLIV MNOŽSTVÍ PLANŽET

Při uvažování planžet stejného průměru a stejné tloušťky je množství planžet parametrem ovlivňujícím směrnici křivky tlumení. Lze si představit scénář, kde na dva ventily s rozdílným počtem planžet působí stejný tlak. Ventil s větším množstvím planžet bude reagovat na tento tlak menším otevřením. Toto omezení průtoku způsobí, že i celkový průřez, kterým může olej protékat, bude menší. Důsledkem toho je vyšší tlaková ztráta, což vede k větší tlumicí síle. Tato skladba planžet je tedy tužší (viz graf č. 5).



Graf č. 5 Vliv množství planžet v sestavě na tlumicí charakteristiku [17]

5.2.4 VLIV TLOUŠŤKY PLANŽET

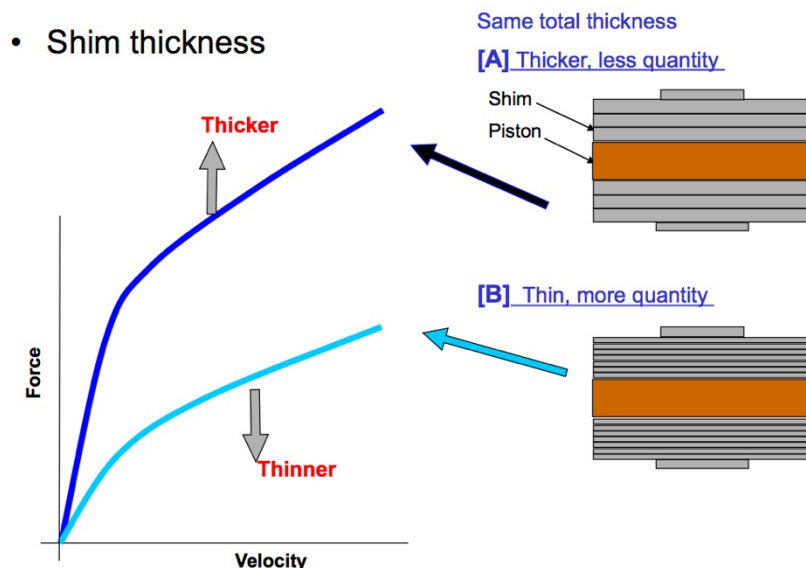
Ohybová tuhost desky se řídí tímto vzorcem:

$$K = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (39)$$

Pokud je příkladem použita jedna planžeta o tloušťce 0,5 mm, nelze dosáhnout stejné ohybové tuhosti použitím dvou planžet o tloušťce 0,25 mm nebo pěti planžet o tloušťce 0,1 mm. Podle rovnice (39) o ekvivalentní tloušťce je třeba použít osm planžet o tloušťce 0,25 mm, aby se dosáhlo tuhosti odpovídající jedné planžetě o tloušťce 0,5 mm. Tento výsledek je dán třetí mocninou ν uvedeném vzorci (39).

$$h_e = \sqrt[3]{h_1^3 + h_2^3 + \dots + h_n^3} \quad (40)$$

Tento jev je ilustrován na následujícím grafu (viz graf č. 6). Z toho vyplývá, že větší počet planžet o menší tloušťce je méně tuhý než menší počet planžet o větší tloušťce. V praxi to znamená, že pokud máme ventil s více planžetami o menší tloušťce, tak se více prohne pod

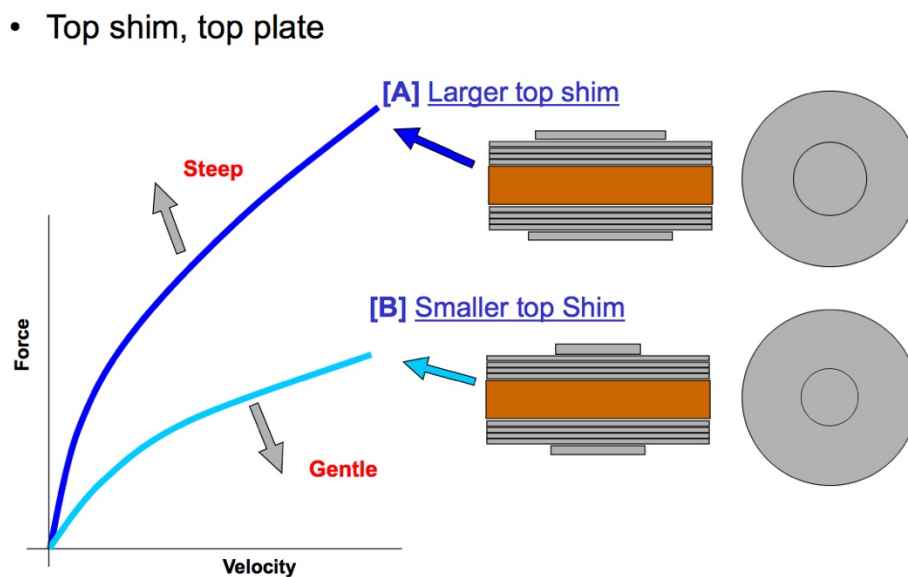


Graf č. 6 Vliv tloušťky planžet na tlumící charakteristiku [17]

stejným tlakem, což vede k většímu průtočnému průřezu. Toto zvýšení průtočného průřezu pak vede k menší tlakové ztrátě, a tedy i k menší tlumící síle.

5.2.5 VLIV PRŮMĚRU PODLOŽKY

Pomocí volby průměru podložky, která se umísťuje mezi sestavu planžet a matici, jež drží planžety připevněné na pístnici či k pístu, můžeme ovlivnit směrnici tlumící křivky. Použitím většího poloměru podložky, a tím i zvětšením poloměru, na kterém jsou planžety stlačeny k sobě, dojde k tomu, že se planžety budou moci prohýbat na menší délce. V důsledku toho stejný tlak vyvolá menší průhyb než při použití menší podložky. Tímto způsobem lze dosáhnout strmějšího průběhu tlumící síly v závislosti na rychlosti zdvihu (viz graf č. 7).

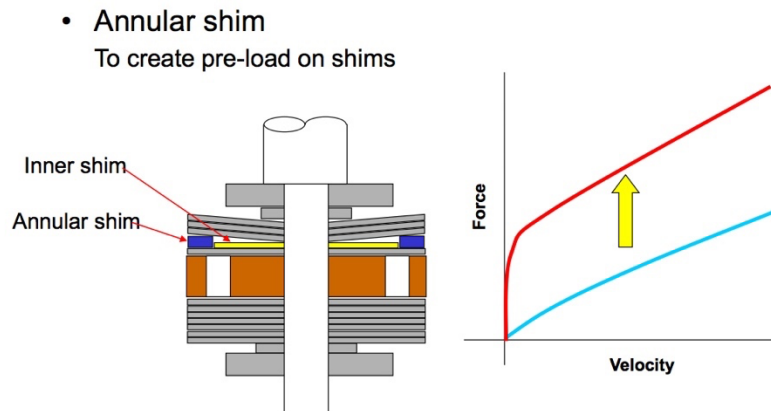


Graf č.7 Vliv průměru podložky na tlumící charakteristiku [17]

5.2.6 VLIV VLOŽENÉHO KROUŽKU DO SESTAVY

V případě, kdy je použita sestava, která má sama o sobě lineární průběh tlumící charakteristiky, existuje způsob, jakým můžeme zvýšit tlumící sílu pro nižší rychlosti zdvihu, a tak přesunout lineární průběh charakteristiky k degresivnímu průběhu. Tento způsob spočívá v použití vloženého kroužku, který se označuje jako “*annular shim*”.

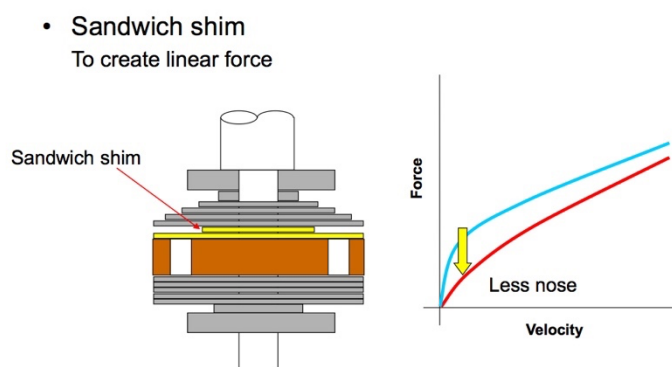
Tento kroužek má za úkol vytvořit předpětí, prohnutí, v planžetách. To znamená, že planžety jsou již prohnuté ještě před tím, než na ně začne působit tlak protékajícího oleje. (viz graf č. 8). Podobného efektu předpětí planžet lze dosáhnout i pomocí pístu s vystouplými okraji, jak bylo ukázáno na předchozím obrázku č. 14.



Graf č. 8 Vlivu vloženého kroužku v sestavě planžet na tlumící charakteristiku [17]

5.2.7 VLIV VLOŽENÉ PLANŽETY MALÝM PRŮMĚREM DO SESTAVY

Existuje i opačný způsob, který dokáže naopak transformovat degresivní průběh charakteristiky tlumicí síly tlumiče do průběhu, který je mnohem lineárnější (viz graf č. 9). Tento způsob je podobný předchozí variantě, kdy jsme do sestavy vkládali dodatečnou planžetu "annular shim". Avšak v tomto případě vkládáme planžetu, jejíž průměr je menší než průměry sousedních planžet. Tímto způsobem vzniká 'stromečková' sestava, která má za následek snížení tlumicí síly v oblasti nízkých rychlostí zdvihu tzv. "nose".



Graf č. 9 Vliv vložené planžety s malým průměrem v sestavě planžet na tlumicí charakteristiku [17]

5.3 ANALYTICKÉ PŘÍSTUPY K VÝPOČTU TUHOSTI PLANŽETOVÉHO VENTILU

Pro účely dalšího vysvětlení tlumičů a možnost dále určit charakteristiky tlumiče je nezbytné provést výpočet otevření ventilu. Tento výpočet poskytne informace o tom, jak se sestava planžet prohýbá při určitém tlaku. V této konkrétní části práce budou stručně představeny nejčastěji se v literatuře vyskytující analytické přístupy k určení průhybu planžet a jejich zhodnocení. Kromě toho se bude diskutovat o potenciálu pro širší aplikaci Talbottova přístupu k výpočtu průhybu a o dalších krocích, které budeme v práci následovat.

V literatuře [19] [20] [21] [22] [16] [23] [24] [25] [13] [26] [27] je nejčastěji používaným přístupem k výpočtu průhybu planžet Föppl-von Kármánova teorie velkých průhybů, která je rozšířením Kirchhoff-Loveho teorie desek.

Příkladem použití Kirchhoff-Loveho teorie desek pro výpočet průhybu planžet je tento článek [28]. Tato teorie, někdy také označována jako klasická teorie desek [29], je vlastně dvourozměrným ekvivalentem Euler-Bernoulliho kinematického předpokladu pro pruty [30]. Euler-Bernoulliho rovnice (viz obr. č. 15) pro pruty je parciální diferenciální rovnice, která podává popis vertikálního průhybu podél prutu. [31]

$$\rho(x) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI(x) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) = 0, \quad x \in (0, L), t \geq 0 \quad (41)$$

Obr. č. 15 Euler-Bernoulliho rovnice pro pruty [32]

V této rovnici je $w(x, t)$ je příčná výchylka prutu, $\rho(x)$ je hmotnost na jednotku délky, $E(x)$ je Youngův modul pružnosti a $I(x)$ je moment setrvačnosti plochy. [32]

Kirchhoff-Loveova teorie desek je založená na několika předpokladech. Prvním z nich je, že rozměr tloušťky desky je značně menší ve srovnání s ostatními rozměry. To znamená, že délka a šířka desky jsou podstatně větší než její tloušťka. Další předpoklad je, že deformace desky je podstatně menší, než je rozměr tloušťky desky. To umožňuje zanedbat smyková napětí, což zjednodušuje výpočty a modelování chování desky [33]. Navíc se předpokládá, že tloušťka desky je konstantní, nebo se mění jen velmi málo.

Deska je také považována za symetrickou podél střednicové plochy a podpory na tuto střednici nemají žádný vliv. Zatížení je pak rozloženo na ploše, která je větší než tloušťka desky.

Poslední předpoklad, který Kirchhoff-Loveova teorie desek bere v potaz, je kinematický předpoklad. Ten říká, že plochy, které jsou kolmé na střednicovou plochu, zůstanou během deformace kolmé [34] [35] [30]. Obecný tvar této rovnice je na obrázku č. 16:

$$\mu \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + D \Delta^2 w = p \quad (42)$$

Obr. č. 16 Kirchhoff-Loveova obecná rovnice pro tenké desky [32]

Aplikací této obecné rovnice na sestavu planžet, které je blíže popsáno zde [28], pak dostáváme zobecněnou soustavu rovnic, jejíž řešení je průhyb na největším průměru každé planžety. Tento průhyb je stejný pro všechny planžety sestavy.

Dalším přístupem, který lze pro výpočet průhybu planžet použít, je využití von Kármánových rovnic. Tato teorie, se někdy označuje jako teorie velkých průhybů nebo také jako rovnice Föppl-von Kármánova. Průhyb je zde veličinou, která je rovna řádu tloušťky dané desky [36]. O této teorii hovoříme jako o systému dvou nelineárních parciálních diferenciálních rovnic [37]. Jak bylo dříve zmíněno, tato teorie je ve skutečnosti rozšířením Kirchhoff-Loveho teorie [38]. V tomto rozšíření von Kármán nahrazuje lineární vztah, který existuje mezi rovinou deformací a průhybem, vztahem nelineárním. Nicméně stále platí, že vztah mezi deformací a napětím je lineární. [38]

Všechna ostatní geometrická zjednodušení, která byla předtím použita, zůstala zachována. Obecná rovnice, kterou tato teorie předkládá, má poté formu, kterou můžeme vidět na obrázku. č. 17 [38]

$$D\Delta^2 w - h[\Phi, w] = f,$$

$$\Delta^2 \Phi = -\frac{1}{2}E[w, w]$$

(43) (44)

Obr. č.17 Obecná Föppl-von Kármánova rovnice [38]

A pro kruhové desky nabývá rovnice tohoto tvaru, který lze vidět na obrázku č. 18. [39]

$$y^2 \frac{d^2 \varphi(y)}{dy^2} = \varphi(y)S(y) + y^2 p$$

$$y^2 \frac{d^2 S(y)}{dy^2} = -\frac{\varphi^2(y)}{2} \quad (0 < y < 1)$$

(45) (46)

Obr. č. 18 Föppl-von Kármánova rovnice pro kruhové desky [39]

V literatuře [40] téměř nepoužívanou pro určení průhybu planžet je pak teorie smykové deformace prvního řádu, někdy také nazývaná Uflyand-Mindlin teorie desek. Opět se jedná

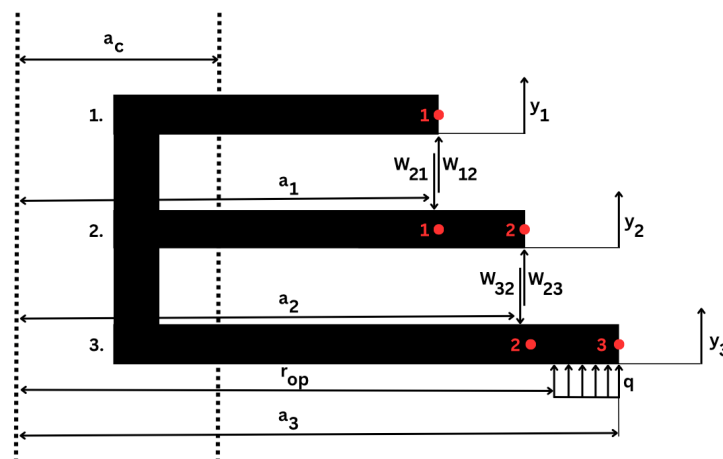
o rozšíření Kirchhoff-Loveho teorie desek, ve kterém jsou zahrnuta smyková napětí γ_{xz} a γ_{yz} [41] [42].

5.4 ANALYTICKÝ VÝPOČET PRŮHYBU PLANŽET

Následující část se podrobněji zaměřuje na metodologii výpočtu průhybu planžet, která je inspirována odborným článkem, jehož autory jsou Talbott a Starkey [13]. Tento konkrétní přístup nabízí způsob, jak provést výpočty průhybu planžet pro základní varianty jejich skladby. Pomocí tohoto přístupu lze analyticky vypočítat variantu skladby, ve které mají všechny planžety stejný průměr. Kromě toho, tento přístup poskytuje také nástroje pro výpočet varianty konfigurace ventilu zvané "pyramida". Dále, s využitím rozšíření, které navrhl Lukas Schickhofer [15], je možné pomocí tohoto přístupu provést výpočty i pro konfiguraci známou jako "stromeček". Více podrobností o tomto rozšíření a jak je aplikováno, lze najít v příloze článku: *A universal nonlinear model for the dynamic behaviour of shock absorbers* [16].

Další fáze analýzy se zaměřuje na potenciál tohoto přístupu pro určení průhybu planžet a tím pádem i pro odhad tlumící charakteristiky tlumiče. Dalšími zdroji, které tento přístup využívají, jsou mimo jiné studie [16] [15] [27] [25].

Analytický přístup podle Talbotta a Starkeyho je založen na předpokladu, že na poslední planžetu v sestavě působí spojitě zatížení označované jako q . Toto zatížení působí od poloměru označovaného jako r_{op} až do koncového průměru poslední planžety, který je označen jako a_3 .



Obr. č. 19 Schéma planžetového ventilu o třech planžetách

V tomto konkrétním přístupu se nedomníváme, že reakce mezi jednotlivými planžetami je spojitě zatížení. Naopak, předpokládáme, že na koncích planžet je přítomná pouze liniová síla, což lze vidět na obrázku č. 19.

Základem tohoto výpočetního postupu je princip superpozice. Tento princip, spolu s rovnicí $y = C \cdot W$ (40), nám umožňuje pro každou planžetu stanovit rovnici posuvu:

$$y_1 = y_1(a_1)_{w_{21}} = y_2(a_1)_{w_{21}} + y_2(a_1)_{w_{32}} \quad (47)$$

$$y_2 = y_2(a_2)_{w_{21}} + y_2(a_2)_{w_{23}} = y_3(a_2)_{w_{32}} + y_3(a_2)_q \quad (48)$$

$$y_3 = y_3(a_3)_{w_{32}} + y_3(a_3)_q \quad (49)$$

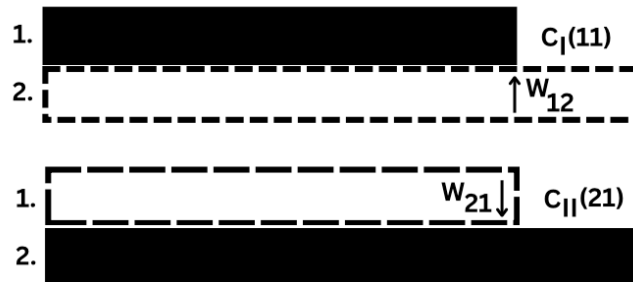
Pro upřesnění člen $y_1(a_1)_{w_{21}}$ znamená poddajnost C planžety 1 na poloměru a_1 od reakční síly w_{21} od planžety 2. Další členy výše uvedených rovnic (47)(48)(49) jsou zapsány v obdobné formě. Hodnoty poddajnosti C jsou poté vypočítány pomocí rovnic z publikace *Roark's Formulas for Stress and Strain* [43]. Tato publikace obsahuje celou řadu případů výpočtu průhybů desek y založených na von Karmánově teorii velkých průhybů. Aby bylo možné z těchto vzorců pro průhyb y získat poddajnost C , je potřeba tyto průhyby y vydělit jednotkovou silou podle $C = \frac{y}{F}$ (50).

Zápis výše uvedených rovnic (47)(48)(49) je možné podle definice poddajnosti zkrátit. Definice poddajnosti C_{ij} znamená průhyb v DOF i od síly v DOF j . Rovnice lze pak zapsat následovným způsobem:

$$y_1 = C_I(11)w_{21} = C_{II}(11)w_{21} + C_{II}(12)w_{21} \quad (51)$$

$$y_2 = C_{II}(21)w_{21} + C_{II}(22)w_{23} = C_{III}(22)w_{32} + C_{III}(33)q \quad (52)$$

$$y_3 = C_{III}(32)w_{32} + C_{III}(33)q \quad (53)$$


 Obr. č. 20 Názorný zápis členů poddajnosti C

Zápis členu rovnice $C_I(11)$ tedy znamená poddajnost tělesa 1 v místě 1 od síly působící v místě 2 (viz obr. č. 20). Ostatní členy jsou zapsány obdobným způsobem. Systém rovnic je potřeba doplnit o zápis rovnic reakčních sil:

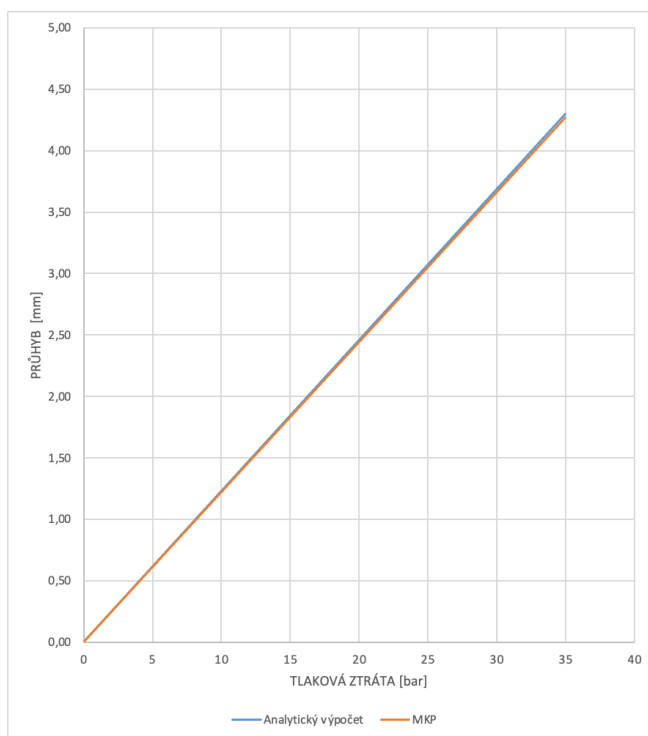
$$W_{12} - W_{21} = 0 \quad (54)$$

$$W_{23} - W_{32} = 0 \quad (55)$$

Následně lze pak rovnice (51) (52) (53) (54) (55) zapsat do matice, kterou lze řešit například za použití Matlab.

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -C_I(11) & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -C_I(11) & -C_{II}(12) & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -C_{II}(21) & -C_{II}(22) & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -C_{III}(22) & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & -C_{III}(32) & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} W_{12} \\ W_{21} \\ W_{23} \\ W_{32} \\ y_1 \\ y_2 \\ y_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ C_{III}(33) \\ C_{III}(33) \end{bmatrix} \quad (56)$$

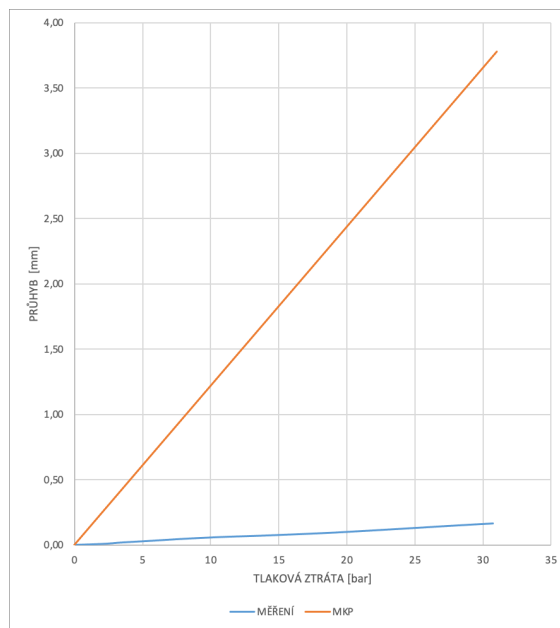
Tento analytický výpočet byl ověřen pomocí MKP modelu. Planžety tohoto MKP modelu byly diskretizovány pomocí prvků *shell* o velikosti elementu 0,8 mm. Mezi planžety byl vložen kontakt *no separation*. Na poloměru a_c (viz obr. č. 19) je dána okrajová podmínka *fixed*. Tento MKP model se od analytického modelu téměř neliší. (viz graf č. 10).



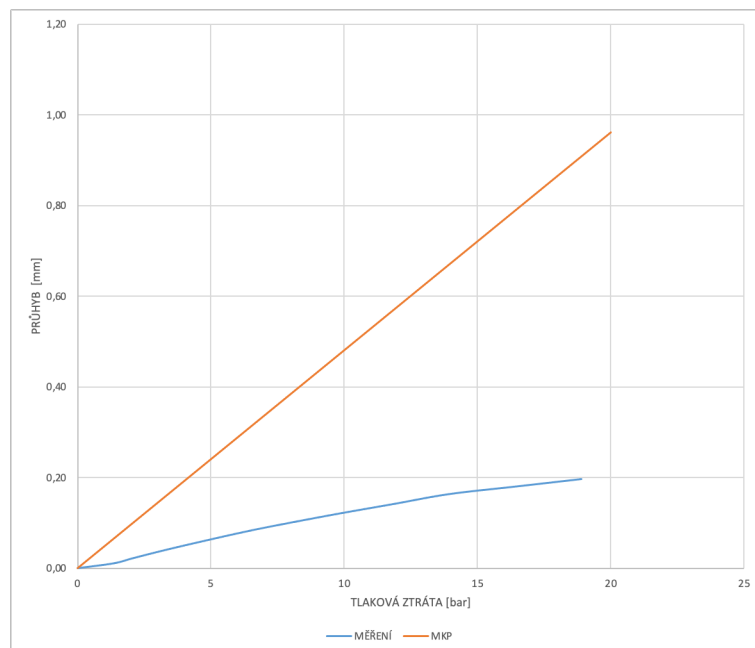
Graf č. 10 - Porovnání analytického výpočtu s MKP modelem

Při srovnání hodnot průhybu planžet získaných z měření a hodnot získaných z tohoto modelu metody konečných prvků, který byl postaven na základě analytického výpočtu, lze zjistit, že tento model předpovídá výrazně vyšší hodnoty průhybů. V některých případech dokonce několikanásobně (viz grafy č. 11 a 12) S ohledem na tuto skutečnost lze konstatovat, že tento konkrétní model nemusí být nejvhodnější pro výpočet průhybu planžet.

Je-li poté zaměřeno na celkové hodnocení analytických přístupů, je možné konstatovat, že i přes jejich potenciální užitečnost často nepřinášejí potřebnou přesnost. Navíc jejich aplikace může být značně komplikovaná a časově náročná. Také se zvyšuje riziko výskytu chyb. Kromě toho, všechny výše uvedené analytické přístupy jsou omezeny na tři základní varianty skladeb a nenabízejí možnost modelování dalších, pokročilejších variant. Další nevýhodou těchto modelů bývá omezení v možnosti rozložení tlaků od tlakové ztráty a mezi jednotlivými planžetami.



Graf č. 11 - Porovnání průhybu planžety z měření komprese varianty č.1 s MKP model podle analytického modelu



Graf č. 12 - Porovnání průhybu planžety z měření roztahu varianty č.1 s MKP model podle analytického modelu

6 VÝPOČTOVÝ MODEL

V předchozí kapitole bylo dokázáno, že analytické modely nemusejí být nejvhodnější variantou pro výpočet průhybu planžet. Jsou nepřesné, komplikované a omezené jen na základní varianty naskládání planžet. Tato kapitola se tedy zaměřuje na tvorbu výpočtového MKP modelu, který může být vhodnější alternativou.

6.1 VÝBĚR SOFTWARE

Celý proces vytváření a přípravy geometrie byl uskutečněn za použití programu Ansys Spaceclaim 2020 R2. Pro vlastní přípravu modelu, provedení výpočtu a získání výsledků byla použita další součást softwarového balíčku Ansys – konkrétně se jedná o Ansys Workbench 2020R2. Tento software byl použit ve verzi s licencemi Ansys Enterprise a Ansys Premium.

Pro dosažení výsledků byla použita linuxová pracovní stanice vybavená procesorem Intel Xeon Gold 6130. Tento procesor má 16 jader a frekvenci mezi 2,1 a 3,7 GHz. Tato stanice dále obsahuje operační paměti o velikosti 128 GB.

6.2 VSTUPNÍ DATA

Následující část textu představuje tabulku č. 1, která obsahuje vstupní data potřebná pro vytvoření a následnou analýzu dané úlohy. Bude se jednat o celkem pět různých variant skladeb planžetového ventilu, které budou modelovány a posléze analyzovány. Tato tabulka poskytuje informace o průměrech jednotlivých planžet a také o jejich tloušťkách a číslování. Tyto hodnoty jsou uvedeny jak pro kompresní (*bump*), tak pro roztažnou (*reboud*) část planžetového ventilu.

Dále se v tabulce nachází informace o rozsahu tlakové ztráty, místě aplikace tlaku a o materiálu, z něhož je vyroben píst s pístnicí a planžety.

Plazněta č.	Varianta 01				Varianta 02				Varianta 03				Varianta 04				Varianta 05			
	Komprese		Roztah		Komprese		Roztah		Komprese		Roztah		Komprese		Roztah		Komprese		Roztah	
	Průměry [mm]	Tloušťky [mm]	Průměry [mm]	Tloušťky [mm]	Průměry [mm]	Tloušťky [mm]	Průměry [mm]	Tloušťky [mm]	Průměry [mm]	Tloušťky [mm]	Průměry [mm]	Tloušťky [mm]	Průměry [mm]	Tloušťky [mm]	Průměry [mm]	Tloušťky [mm]	Průměry [mm]	Tloušťky [mm]	Průměry [mm]	Tloušťky [mm]
1	42	0,2	44	0,25	42	0,2	44	0,25	42	0,2	44	0,25	42	0,2	44	0,2	42	0,2	44	0,25
2	40	0,25	40	0,25	40	0,25	38	0,25	36	0,25	38	0,25	40	0,2	40	0,2	36	0,25	40	0,25
3	38	0,25	38	0,25	36	0,25	34	0,25	36	0,25	38	0,25	38	0,2	38	0,2	24	0,2	30	0,2
4	36	0,25	36	0,25	32	0,25	32	0,25	36	0,25	38	0,25	36	0,2	36	0,2	40	0,25	24	0,2
5	34	0,25	34	0,25	28	0,25	30	0,25	36	0,25	38	0,25	34	0,2	34	0,2	38	0,25	40	0,25
6	32	0,25	32	0,25	28	0,25	30	0,25	24	0,25	38	0,25	32	0,2	32	0,2	34	0,25	38	0,25
7	30	0,25	30	0,25	26	0,25	28	0,25	24	0,25	24	0,25	30	0,2	30	0,2	32	0,25	36	0,25
8	28	0,25	28	0,25	26	0,25	28	0,25	24	0,25	24	0,25	28	0,2	28	0,2	30	0,25	34	0,25
9	26	0,25	26	0,25	24	0,25	26	0,25	24	0,25	24	0,25	26	0,2	26	0,2	28	0,25	32	0,25
10	24	0,25	24	0,25	24	0,25	26	0,25	24	0,25	24	0,25	24	0,3	24	0,3	26	0,25	28	0,25
11	24	0,25	24	0,25	24	0,25	26	0,25	24	0,25	24	0,25	24	0,3	24	0,3	24	0,3	26	0,3
12	24	0,25	24	0,25			24	0,25			24	0,25	24	0,3	24	0,3	24	0,3	24	0,3
13							24	0,25			24	0,25	24	0,3	24	0,3				
14							24	0,25			24	0,25								
Rozsah tlakové ztráty:		0 - 35 Bar																		
Dotahovací moment šroubu:		40 NM																		
Materiál podložky a pístu:		S45C																		
Materiál planžet:		AISI 1095																		
Působení tlaku:		1. varianta	komprese	Ø24 - 38,5 mm																
			roztah	Ø24 - 41 mm																
		2. varianta	komprese	5 kruhů o průměru 7,25 mm a rozteči Ø31,25 mm																
			roztah	5 kruhů o průměru 8,5 mm a rozteči Ø32,5 mm																

Tab. č.1 - Vstupní data

6.3 GEOMETRIE

Vzhledem k faktu, že vstupní data neposkytují 3D model, bylo nutné vytvořit geometrii pro výpočet zcela od základu. Tento proces byl uskutečněn v softwaru Ansys Spaceclaim 2020 R2.

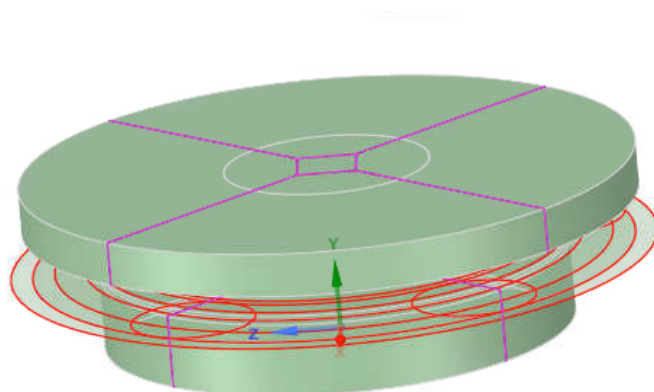
Pro výpočtový model bylo rozhodnuto zjednodušit celou sestavu planžetového ventilu na několik základních komponent. Konkrétně se jedná o samotné planžety, tělo pístu, pístnici a podložku pod maticí.

Je důležité poznamenat, že podložka je v našem modelu reprezentována jako matice. Modelovat podložku a matici odděleně by nemělo, dle našeho názoru, významný vliv na rozložení kontaktních tlaků mezi planžetami a současně by to zvyšovalo náročnost výpočtu.

Píst, pístnice a podložka jsou v našem modelu reprezentovány jako objemy, zatímco planžety jsou modelovány jako střednicové plochy. To nám umožní diskretizaci modelu za pomoci *shell* prvků. Volba *shell* prvků bude dále odůvodněna.

Vzhledem k tomu, že jak planžety, tak píst, pístnice a podložka jsou kruhového tvaru, nabízí se možnost využít mapované sítě. To nám umožní zlepšit jak rychlost, tak kvalitu výpočtu. Pro optimální využití mapované sítě jsme jednotlivá tělesa a plochy planžet rozdělili na mapovatelné části. Plochy byly rozřezány na místa, kde se očekává kontakt.

Tělo pístu a podložka byly následně opět spojeny pomocí funkce *Share topology*. Tímto způsobem jsme se ujistili, že na hranici spojených ploch budou v síti sedět uzly prvků jednoho tělesa na uzly prvků druhého tělesa. Takto připravený geometrický model (viz obr. č. 21) je možné přenést do Ansys Workbench modulu pro další práci.



Obr. č. 21 - Model ve Spaceclaim

6.4 MATERIÁLOVÝ MODEL

Pro planžety byl zvolen materiál AISI 1095. Jedná se o uhlíkovou pružinovou ocel, která má vysokou pevnost a odolnost vůči únavě materiálu [44]. Na ostatní tělesa byl zvolen materiál AISI 1045. Jedná se o středně uhlíkovou ocel, která se používá na výrobu pístnic a podložek [45]. Vlastnosti materiálu lze vidět v tabulce č. 2.

Název:	Hustota [kg·m ⁻³]	Youngův modul pružnosti [GPa]	Poissonova konstanta [-]
AISI 1095	7850	210	0.305
AISI 1045	7800	205	0.3

Tab. č. 2 - Materiálové vlastnosti

6.5 DISKRETIZACE MODELU

V procesu vytváření modelu je dalším důležitým krokem síťování. Předtím, než však bylo možné se do tohoto procesu ponořit, bylo nutné rozhodnout, jaký způsob bude použit pro diskretizaci planžet. Po úvaze o rozměrech planžet, bylo zjištěno, že lze zvážit možnost použití prvků typu *shell* jako alternativu k solid prvkům, konkrétně *hexa* prvkům.

Aby bylo možno správně rozhodnout, byl vytvořen testovací model s jedinou planžetou. Jako etalon, se kterým byly porovnávány výsledky simulace, byl vybrán analytický výpočet, který pochází z *Roark's Formulas for Stress and Strain* [43]. Tento výpočet je založen na von Karmánově teorii velkých průhybů a poskytuje analytické řešení pro průhyb kruhových desek. Základem pro výpočtový model a analytický výpočet byla geometrie planžety s tloušťkou 0,2 mm, vnitřním průměrem 14 mm a vnějším průměrem 42 mm. Poté byl na průměr od 32 mm do 42 mm aplikován tlak.

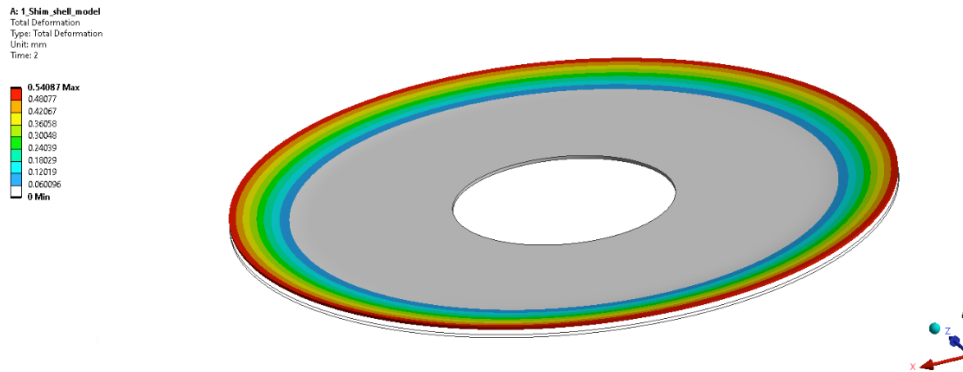
Byl vytvořen zjednodušený model, ve kterém byla na průměr od 14 mm do 42 mm aplikována okrajová podmínka typu *fixed support*. Na průměr od 32 mm do 42 mm byl aplikován tlak, který v prvním kroku začínal na hodnotě 0 bar (0 MPa) a v posledním kroku končil na hodnotě 10 bar (0,1 MPa).

Z analýzy výsledků v tabulce (viz tab. č. 3) bylo zjištěno, že při zohlednění přesnosti výpočtu a výpočtový čas, je nejlepší volbou pro diskretizaci planžet použití prvků typu *shell* o velikosti 0,8 mm.

	Analytický výpočet	shell 1.4mm	shell 1.2mm	shell 1mm	shell 0.8 mm	solid 1.2mm 3prvky	solid 1mm 3prvky	solid 0.8mm 3prvky	solid 0.8mm 4p
	0.0540678	0,053837	0,053838	0,053999	0,054067	0,057246	0,057251	0,057294	0,057440
	0.1081356	0,107670	0,107680	0,108000	0,108130	0,114490	0,114500	0,114590	0,114880
	0.1622035	0,161510	0,161510	0,162000	0,162200	0,171740	0,171750	0,171880	0,172320
	0.2162713	0,215350	0,215350	0,216000	0,216270	0,228990	0,229000	0,229180	0,229760
	0.2703391	0,269180	0,269190	0,269990	0,270330	0,286230	0,286250	0,286470	0,287200
	0.3244069	0,323020	0,323030	0,323990	0,324400	0,343480	0,343500	0,343770	0,344640
	0.3784748	0,376860	0,376870	0,377990	0,378470	0,400720	0,400750	0,401060	0,402080
	0.4325426	0,430690	0,430710	0,431990	0,432530	0,457970	0,458010	0,458350	0,459520
	0.4866104	0,484530	0,484540	0,485990	0,486600	0,515220	0,515260	0,515650	0,516960
	0.5406782	0,538370	0,538380	0,539990	0,540670	0,572460	0,572510	0,572940	0,574400
Počet uzlů [/]	/	896	1020	1760	3000	32756	42412	70876	89784
Počet elementů [/]	/	832	952	1672	2880	6384	8280	13920	18560
Výpočetní čas [s]	/	15	21	30	40	60	102	167	215

Tab. č. 3 - Porovnání vliv sítě na přesnosti a rychlosti výpočtu

Hodnoty průhybu této varianty se v podstatě neliší od hodnot průhybu analytického výpočtu a její výpočetní čas je méně než 1 minuta (viz obr. č. 22). Při porovnání s použitím prvků typu solid (0,8 mm, 4 prvky přes šířku) se tento výpočet odchyluje od analytického výpočtu přibližně o 6 % a výpočetní čas je přibližně pětkrát tak delší.



Obr. č. 22 Deformace planžety z *shell* prvků

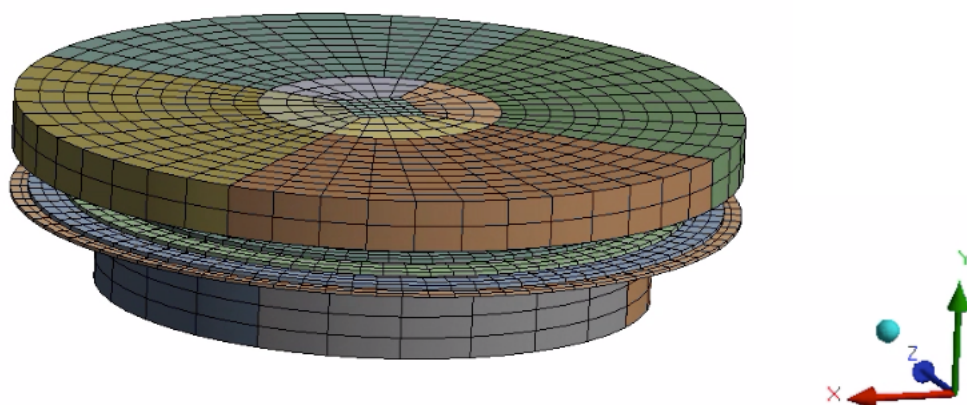
Po dokončení předchozích kroků bylo možné začít proces diskretizace celého modelu. Na planžety jsme aplikovali funkci *Body sizing*, která je zodpovědná za definování velikosti prvků a funkci *Face meshing*, která má za úkol zajistit mapovanou síť. Tloušťka planžet je pak definována v rámci definice geometrie.

Další součástí procesu bylo diskretizování pístu a podložky. K tomu jsme použili prvky *hexa*, které měly velikost 1,5 mm (opět využitím funkce *Body sizing*). Mapovaná síť byla generována automaticky díky předchozímu nařezání geometrie na mapovatelné části v programu Ansys Spaceclaim 2020 R2.

Celý model (viz obr. č. 23) má pak v závislosti na variantě, a tedy množství planžet, přibližně 24000-28000 uzlů a 12000-14000 elementů.

Dále bylo potřeba zodpovědět otázku, zda bychom měli použít cyklickou symetrii, která by potenciálně snížila množství prvků a výpočetový čas. Nicméně, vzhledem k tomu, že v některých

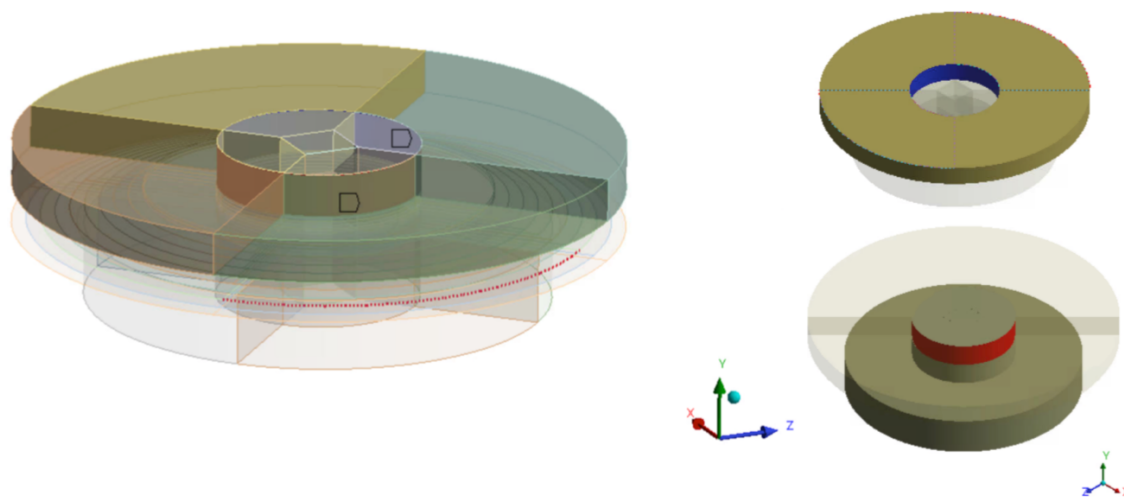
modelech planžety ztrácejí tvarovou stabilitu (jak ukazují naše výsledky) a dochází k jejich zvlnění, tato možnost byla zavržena. Tento fenomén by nebylo možné adekvátně zachytit použitím cyklické symetrie.



Obr. č. 23 Diskretizovaný model planžetové ventilu

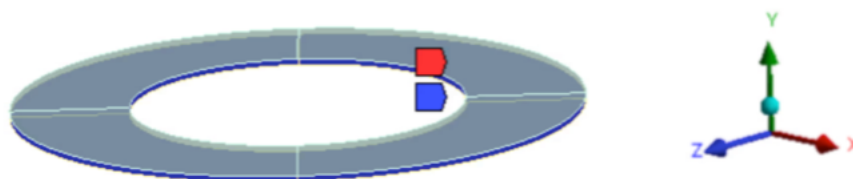
6.6 NASTAVENÍ KONTAKTŮ

Na modelu je možné nalézt dva základní typy kontaktů. Jedním z nich je kontakt typu *Irictional*, druhým pak kontakt typu *Bonded*. *Bonded* kontakt (viz obr. č. 24) lze najít mezi podložkou (matice) a pístnicí. *Target*, v tomto případě přiřazen podložce, zatímco kontakt je přiřazen pístnici. Tento typ kontaktu je nastaven na asymetrické chování s formulací *Multi point constraint*. Asymetrické chování zajišťuje, že uzly kontaktní plochy nemohou projít do *target* plochy [46].



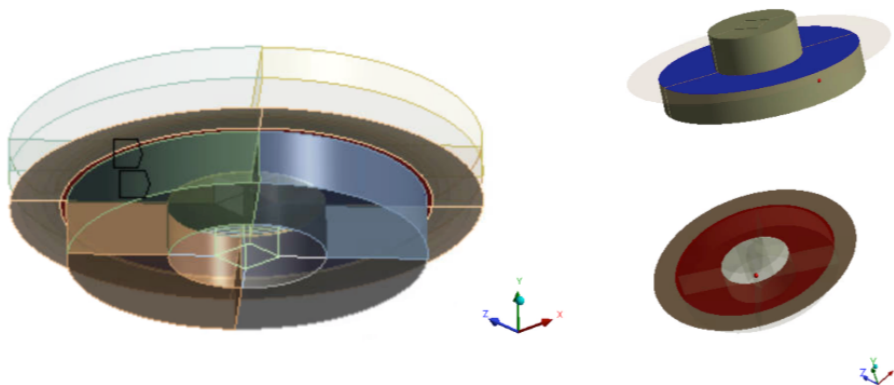
Obr. č. 24 Kontakt typu *Bonded* na modelu planžetového ventilu

Všechny ostatní kontakty, které zahrnují kontakty mezi jednotlivými planžetami a kontakty planžet s ostatními tělesy, jsou nastaveny na kontakt typu *Frictionall*. Mezi planžetami je *target* přiřazen spodní planžetě ze dvojice planžet, které se vzájemně dotýkají, zatímco vrchní planžeta má přiřazen *contact* (viz obr. č. 25).



Obr. č. 25 Kontakt typu *Frictionall* mezi planžety modelu

Pokud jde o kontakt mezi planžetou a pístem nebo podložkou, je planžetě přiřazen kontakt a pístu s podložkou je přiřazen *target* (viz obr. č. 26).



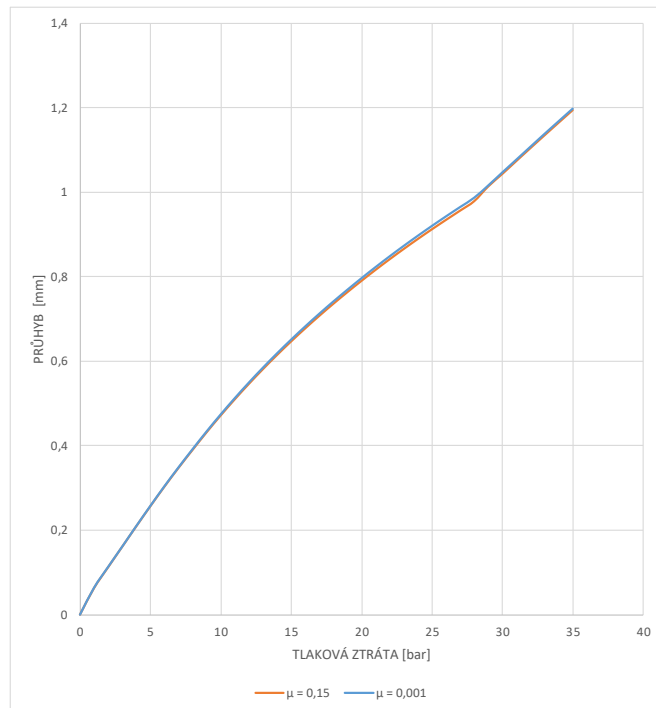
Obr. č. 26 Kontakt typu *Frictionall* mezi planžety pístem/podložkou

Chování těchto kontaktů je také nastaveno na asymetrické, ale s *Augmented Lagrange* formulací. Tření, které se objevuje mezi jednotlivými planžetami, má za následek disipaci energie. Abychom dosáhli stejného průhybu planžety, jaký bychom zaznamenali při nezohlednění tření, je nezbytné použít vyšší tlak působící na planžety. Prvotně byl kontakt modelován jako typ *Frictionall*, kdy hodnota koeficientu tření byla stanovena na 0,15.

Je důležité si uvědomit, že planžety jsou broušeny a navzdory skutečnosti, že jsou pevně spojeny k sobě, jsou dobře mazány. Proto byl proveden pokus modelovat kontakt jako *Frictionless*, neboli bez tření. Nicméně tento typ kontaktu nekonvergoval, což vedlo k rozhodnutí modelovat kontakt jako *Frictional*, ale s nízkou hodnotou tření.

Následující graf (viz graf č.13) ukazuje hodnotu průhybu planžet, kde jedna varianta uvažuje hodnotu třecího koeficientu 0,15 a druhá variantu s hodnotou 0,001. Výsledky ukazují, že

hodnoty průhybu se téměř neliší, a tedy lze konstatovat, že vliv tření je v tomto případě zanedbatelný.



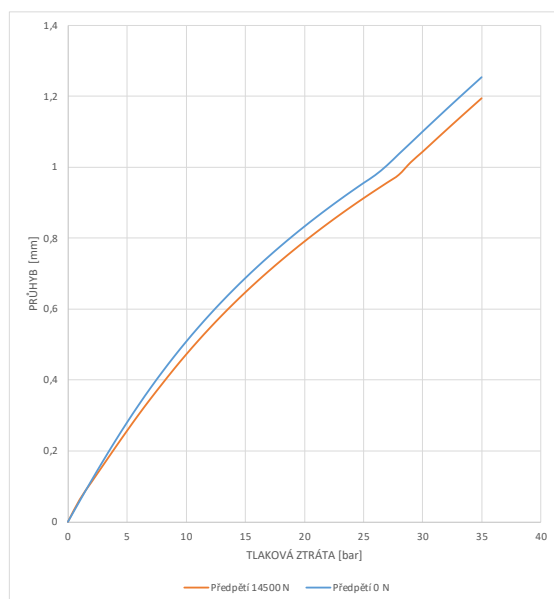
Graf č. 13 Porovnání průhybu planžet pro *Frictionall* kontakt s $\mu = 0.15$ a $\mu = 0.001$

Pro dosažení lepší konvergence byla kontaktní plocha mezi planžetami nastavena na *Adjust to touch*. Pro pátou variantu sestavy, často označovanou jako "stromeček", kde dochází ke kontaktu mezi spodními planžetami až po aplikaci tlaku, je nastavena funkce *Add Offset, Ramped Effect*. Normálová tuhost kontaktu, která slouží ke snížení množství penetrace mezi kontakty, byla nastavena na hodnotu 1.

6.7 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Simulace obsahuje celkem 36 kroků. Hned v prvním kroku jsme aplikovali předpětí na pístnici, (*Bolt pretension*), a to o hodnotě 14500 N [47], Toto předpětí je následně zamčeno (*Lock*) a zůstává neměnné až do posledního, 36. kroku.

Aplikace předpětí obecně v mnohých případech způsobuje snížení deformace. Na grafu č. 14 je patrné, že existuje určitý rozdíl mezi deformací planžet, na které byla aplikována různá velikost předpětí. Konkrétně, když porovnáme situaci, kde bylo na planžety aplikováno předpětí o velikosti 14500 N, s případem, kde nebylo aplikováno žádné předpětí (tj. 0 N), zjistíme, že rozdíl v deformaci planžet dosahuje zhruba 5 %. V situaci, kde bylo aplikováno předpětí 14500 N, je deformace planžet nižší.

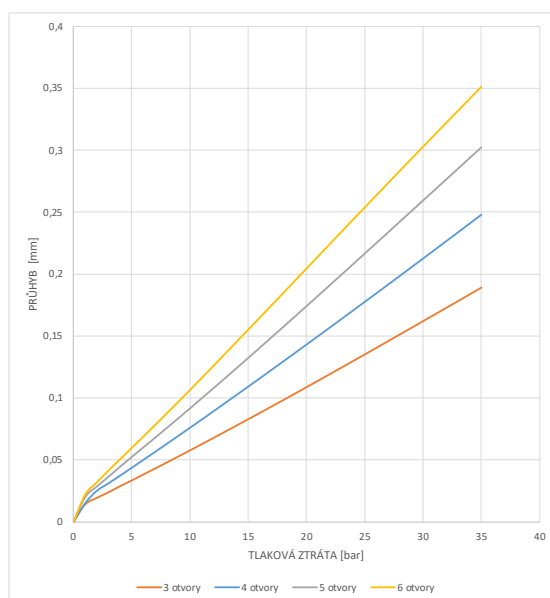


Graf č. 14 Porovnání průhybu planžet pro hodnotu předpětí 14500 N a 0 N

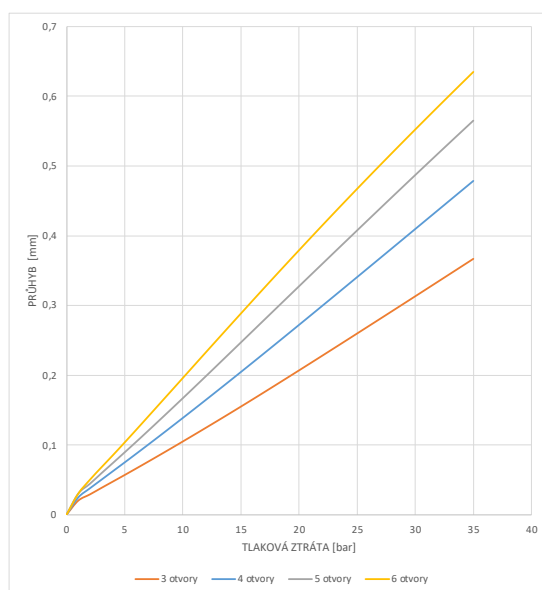
Celkově jsou simulovány dvě varianty rozložení tlaku. První varianta rozložení tlaku předpokládá, že tlak je distribuován rovnoměrně po mezikruží neboli annulu, jehož průměry odpovídají průměrům otvorů v tlumiči.

Druhá varianta rozložení tlaku bere v úvahu jak počet, tak i průměr otvorů v tlumiči. Toto rozložení tlaku bylo navrženo tak, aby blíže odpovídalo rozložení tlaků, které je v realitě komplexní [13]. Možnost, jak toto rozložení získat je pomocí CFD analýzy. Následující grafy č. 15 a 16 ukazují rozdíl v hodnotě průhybu planžet v závislosti na počtu otvorů v tlumiči pro

variantu skladby planžetového ventilu č.1. Hodnoty jsou brány z konce planžet a vzhledem k zvlněnému tvaru, který je způsoben rozložením tlaku, jsou hodnoty brány jako průměrná hodnota deformace na kružnici.



Graf č. 15 - Porovnání vlivu počtu otvorů na průhyb planžet pro kompresi varianty skladby č. 1



Graf č. 16 - Porovnání vlivu počtu otvorů na průhyb planžet pro roztah varianty skladby č. 1

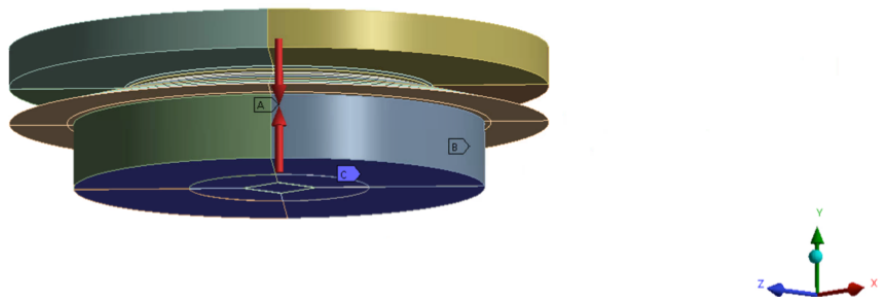
Tlak začíná na hodnotě 0,1 MPa (1 bar), a postupně se jeho hodnota zvyšuje až na konečných 3,5 MPa (1 bar), a to v posledním, 36. kroku.

Na spodní straně pístu je aplikována okrajová podmínka *Fixed support*. Tato podmínka zabráňuje všem možným posunům. (viz obr č. 27)

Při pohledu na nastavení výpočtu, lze zjistit, že je zde aktivována pouze funkce *Large deflection*. Tato funkce se postará o to, že matice tuhosti se bude aktualizovat v závislosti na tom, jak se těleso deformuje [48]. Toto nastavení je aktivováno s ohledem na velké deformace v porovnání s tloušťkou planžety.

D: V01_bump_p_diametr_33-42
Static Structural
Time: 1. s

A Bolt Pretension: 14500 N
B Pressure: 0. MPa
C Fixed Support



Obr. č. 27 Okrajové podmínky aplikované na model.

7 VÝSLEDKY VÝPOČTOVÉHO MODELU

Aktuálně je k dispozici velké množství článků a studií, které se věnují aplikaci výpočtového modelování na problematiku tlumičů a planžetových ventilů. Jeden z takových článků, nesoucí název *Physical 1-D System Simulation Model for Monotube Shock Absorbers for Simulation with Excitation up to 70 Hz* [27], byl sepsán autory Janem Bunthoffem, Frankem Gauterinem a Christophem Boehmem. Ti se zaměřili na vytváření modelu jednoplášťového tlumiče, který je uplatnitelný v MBS (*Multi Body Simulation*) pomocí kombinace 1D simulací a metody konečných prvků (MKP). V rámci tohoto článku byl dále vyvinut MKP model planžetového ventilu. Výsledky celého modelu pak byly ověřeny srovnáním s reálnými naměřenými daty, se kterými se shodovaly.

Další studie planžetového ventilu, *Investigation of the Disc Deflection Behavior of Shim Valves in Vehicle Shock Absorbers* [49], autorů Tima Hofmanna a Tobiase Brennera, se výhradně věnovala vytvoření MKP modelu planžetového ventilu. Předkládaný model se od reálných dat lišil přibližně o deset procent.

Ve studii *Fatigue Life Calculation of an Automotive Shock Absorber Shim Assembly Using Different Simulation Techniques* [50], kterou napsali Swapnil Kulkarni, Muragendra Magdum a Ravi B, byla použit FSI (*Fluid Structure Interaction*) přístup pro výpočet únavy planžet. Autoři dospěli k závěru, že tento model je vhodný především pro raný vývoj, protože vyžaduje vysoké nároky na výpočetní techniku. Upozorňují, že použitelné výsledky lze dosáhnout i pomocí jednodušší strukturální analýzy.

Jako příklad takové práce lze uvést studii *Numerical models of a valve system used in railway hydraulic dampers* [51] od autora M. Woźniaka.

FSI přístup byl opětovně použit pro výpočet průhybu planžet v studii D. Bella a RG. Bealea nazvané *Numerical investigation of a mono-tube damper with a shim stack* [52]

Zajímavá studie s názvem *Influence of Shim Bending Mode on Damping Force Variation of a Hydraulic Twin Tube Shock Absorber* [53], autorů Swapnila S. Kulkarniho, Muragendry Magduma a Ravi B., zkoumá vliv ohybových tvarů na tlumící sílu. Autoři dospěli k závěru, že

rovnoměrné rozložení děr v pístu nemá vliv na výslednou tlumicí sílu. Naopak, tlumicí síla je ovlivněna nerovnoměrným rozložením děr v tlumiči.

Práce s názvem *Computational Fluid Flow Analysis of Base Valve for Twin Tube Shock Absorbers* od Dheeman Bhuyan a Kaushik Kumarb [54] je studie zaměřující se na simulaci průtoku oleje přes jednoduchý planžetový ventil pomocí CFD (*Computational Fluid Dynamics*)

Tato část diplomové práce je strukturována do několika podkapitol, které podrobně rozebírají danou problematiku.

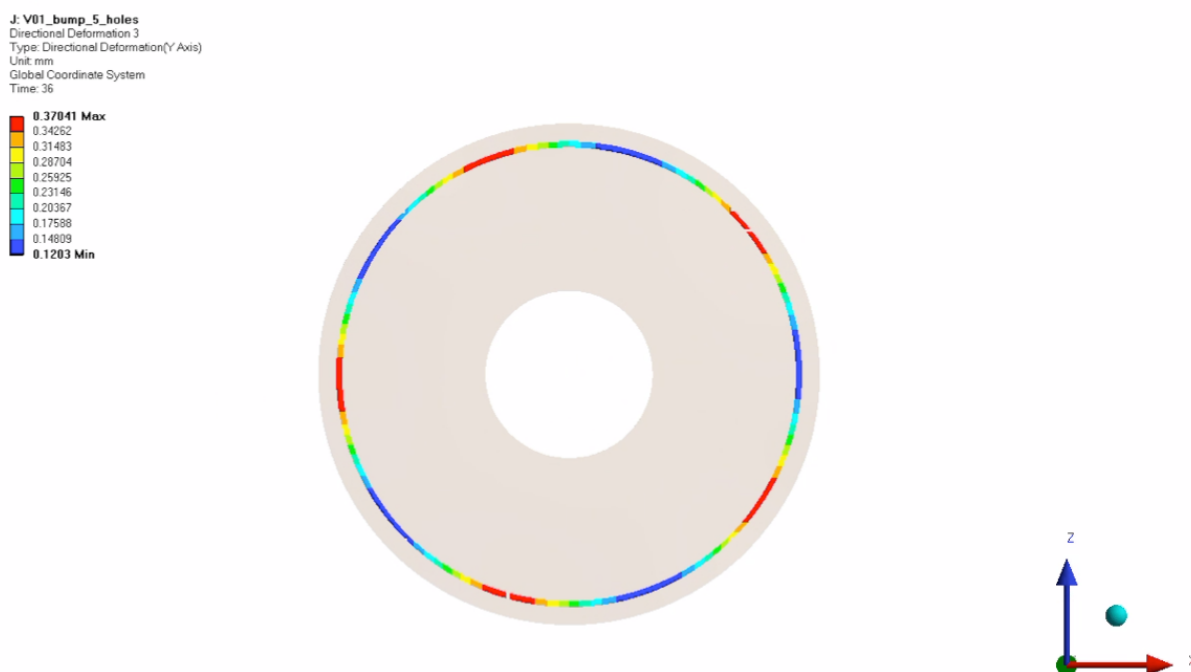
První část práce se věnuje popisu výsledků, které byly získány pomocí MKP (metoda konečných prvků) modelu. Data, která poskytl tento model, tak data z měření jsou pomocí rovnic (13) a (21) přepočítány tak, aby bylo možné získaná data srovnat. Rovnice počítají s hustotou oleje $810 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ a dynamickým ztrátovým koeficientem $C_D = 0,75$. Pro kompresi je použita hodnota průměru planžety $D_v = 38,5 \text{ mm}$ a pro roztah $D_v = 41 \text{ mm}$. Z rovnice (13) jsou vynechány členy Q_{lp} a Q_b a plocha S se počítá jako rozdíl ploch průřezů pístu ($\emptyset 55 \text{ mm}$) a pístnice ($\emptyset 22 \text{ mm}$). Popis výsledků se specificky zaměřuje na porovnání tlakových ztrát v závislosti na rychlosti zdvihu a na srovnání průhybů planžet v závislosti na tlakové ztrátě.

Druhá část práce pak prezentuje predikované výsledky MKP analýzy týkající se napětí podle hypotézy HMM (Huber-Mises-Hencky) pro jednotlivé varianty skladeb. Tato hypotéza se často nazývá pouze jako Von Mises. V tomto oddíle jsou prezentovány pouze ty varianty, kdy byla v rámci simulované tlakové ztráty překročena mez kluzu

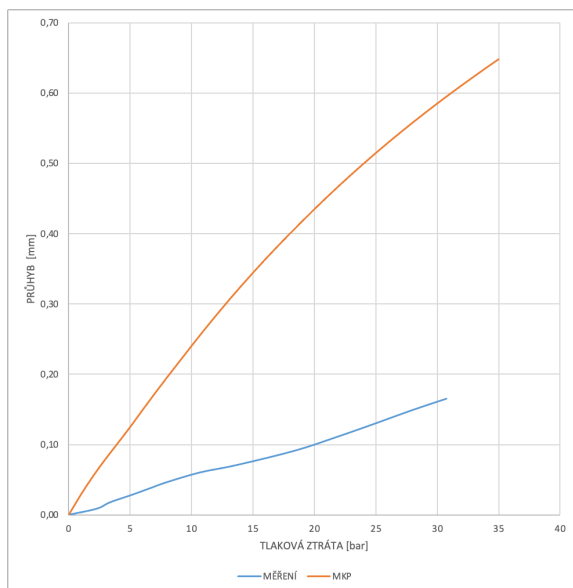
Závěrem je pak celá práce shrnuta do textové formy, která poskytuje přehled o výsledcích a závěrech této práce.

V analýze jsou nejdříve posuzeny výsledky pro variantu rozložení tlaku č. 1, jak je uvedeno v příložené tabulce (viz tab. č. 1 na str. 43 této práce). Tato první varianta rozložení tlaku předpokládá, že tlak je rovnoměrně rozložen na mezikruží neboli *annulu*, jehož průměry odpovídají průměrům otvorů v tlumiči.

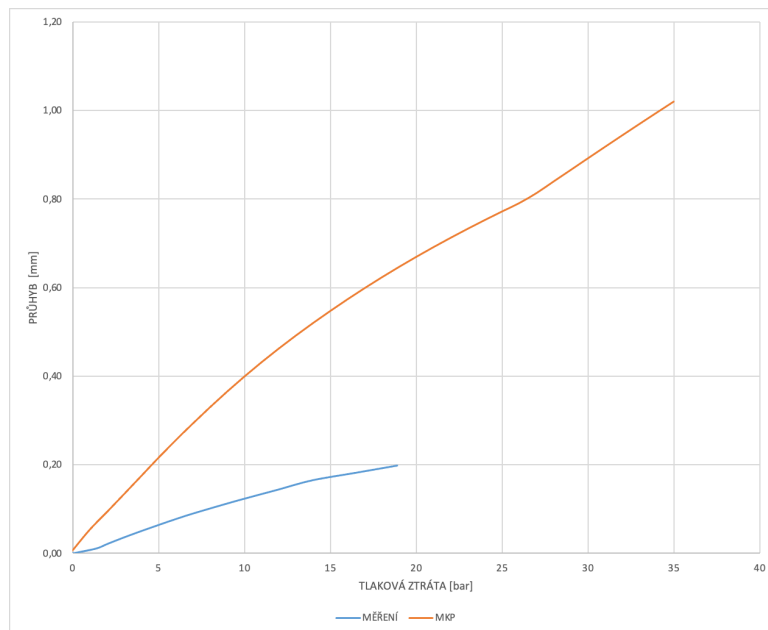
Podle grafů č.17 a 18 ukazujících průhyby pro kompresi a roztah je patrné, že toto rozložení tlaku vede k výraznému nadhodnocení průhybu ve srovnání s naměřenými daty. Pro všechny varianty skladeb planžet a rozložení tlaku byly hodnoty průhybu brány jako průměrná hodnota průhybu v ose y na největším průměru, kde působí tlak od tlakové ztráty (viz obr. č. 28).



Obr. č. 28 - Hodnoty průhybů planžet na poloměru

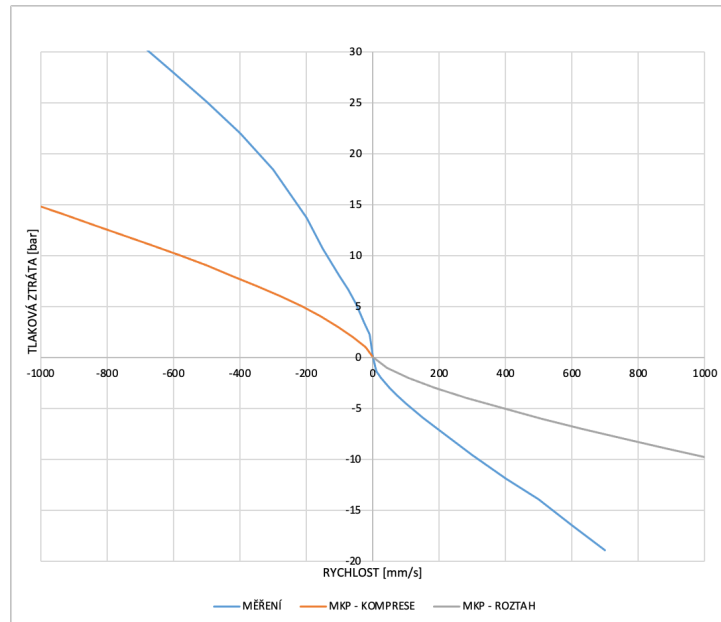


Graf č. 17 - Porovnání průhybů planžet získaných z měření a MKP (rozložení tlaku varianta č.1, komprese varianty skladby č.1)



Graf č. 18 - Porovnání průhybů planžet získaných z měření a MKP (rozložení tlaku varianta č.1, roztah varianty skladby č.1)

Pokud jsou tyto výsledky průhybů planžet použity pro výpočet tlakové ztráty v závislosti na rychlosti posuvu (viz graf č. 19), lze dojít k závěru, že tento model s variantou rozložení tlaku č.1 již není kvůli značným rozdílům dále použitelný.



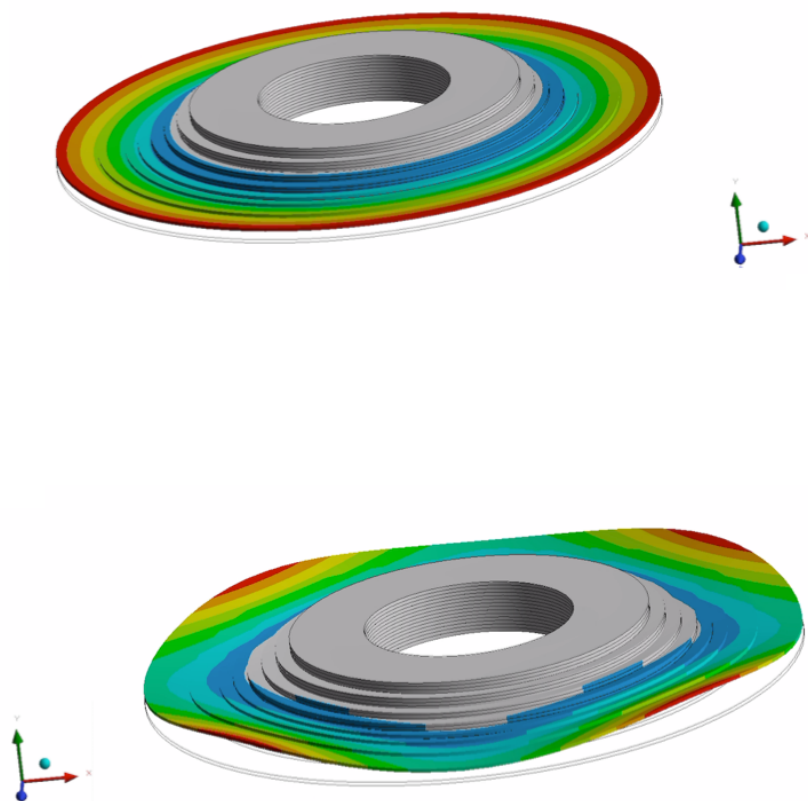
Graf č. 19 - Porovnání závislostí tlakové ztráty na rychlosti zdvihu (varianta rozložení tlaku č.1, varianta skladby č.1)

Vzhledem k tomuto zjištění budou v dalším textu při rozboru dalších variant skladeb planžet uváděny pouze výsledky pro variantu rozložení tlaku č. 2 (viz tab. č. 1). Tato varianta poskytuje kvalitativně lepší výsledky.

U varianty rozložení tlaků č. 1 je zajímavé sledovat tvar deformace planžet. Planžety se nejprve deformují rovnoměrně po obvodu a po překročení určitého tlaku v tomto případě 26 bar (viz graf č. 18) dojde ke ztrátě tvarové stability a vytvoří se zvlněný tvar (viz obr. č. 29) Průhyb planžet pak dále pokračuje v tomto nově získaném tvaru a průběh křivky průhybu v závislosti na tlakové ztrátě se stává téměř lineární.

Při pohledu na průběh křivky (viz graf č. 18), kdy je aplikována varianta rozložení tlaku č. 2, které odpovídá počtu a průměru otvorů, lze si všimnout, že průběh křivky se stává lineární již přibližně okolo 3 bar. Tento jev lze vysvětlit tím, že planžetám je tento zvlněný tvar "vnucen"

rozložením tlaku a nemusí dojít ke ztrátě tvarové stability, tak jak se to děje u rozložení tlaku č.1.



Obr. č. 29 Ztráta tvarové stability planžet

7.1 DEFINICE VARIANT SKLADEB PLANŽET

První varianta reprezentuje klasickou skladbu planžet, které se někdy říká „pyramida“. Jak skladba planžet pro roztah, tak pro kompresi mají po dvanácti planžetách o tloušťce 0,25 mm, kromě první planžety u kompresní části, která má tloušťku 0,20 mm. Poslední tři planžety mají shodný průměr a slouží pro doplnění skladby. K deformacím u těchto planžet téměř nedochází. Pomocí těchto planžet lze predikovat na jakém průměru se ostatní planžety skladby budou prohýbat.

Druhá varianta je modifikací předchozí pyramidové skladby. První čtyři planžety obou částí ventilu postupně zmenšují svůj průměr, poté ke zmenšování průměru dochází po dvou planžetách, které mají vždy shodný průměr. Tloušťky planžet odpovídají první variantě.

Třetí varianta skladby planžet má první planžetu výrazně většího průměru, než jsou planžety následující. Ty tvoří dva „schody“ o stejném průměru. Tloušťky planžet opět odpovídají první variantě.

Varianta č.4 je přímou modifikací varianty č.1, kdy všechny planžety mají shodnou tloušťku a to 0,20 mm. Pátou a poslední variantou skladby je „sendvičová“ skladba. Ta obsahuje planžetu, jejíž průměr je menší, než jsou průměry sousedících planžet. Rozměry jednotlivých planžet lze nalézt v tabulce č. 1.

7.2 VYHODNOCENÍ PRŮHYBU

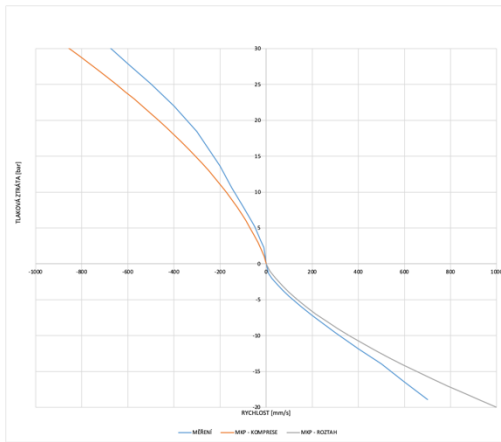
Při pohledu na výsledky MKP analýzy průhybů planžet, kdy je aplikována varianta rozložení tlaku č. 2 je možné u výsledků komprese (viz graf č. 21) varianty skladby č. 1 vidět, že přibližně do hodnoty tlakové ztráty 10 bar se rozdíl mezi měřenou a vypočtenou hodnotou průhybu pohybuje okolo 20 %. Poté tento rozdíl narůstá přibližně na 30 %. Směrnice křivky z měření a MKP analýzy jsou, až na místa, kde u měřených dat dochází k odklonu, podobné. U výsledků roztažení (viz graf č. 22) je rozdíl průhybů do 11 bar rozdílný přibližně o 15 %, poté tento rozdíl narůstá na 30 %. Směrnice jsou stejně jako u výsledků komprese. Do cca 11 bar shodné.

Podobné chování průběhů průhybů poté můžeme pozorovat u varianty skladby č. 3 (viz grafy č. 27 a 28) s tím rozdílem, že u této varianty je větší rozdíl mezi měřením a výpočtem u roztažené části. Dále směrnice přestává být shodná již u hodnoty tlakové ztráty 6 bar.

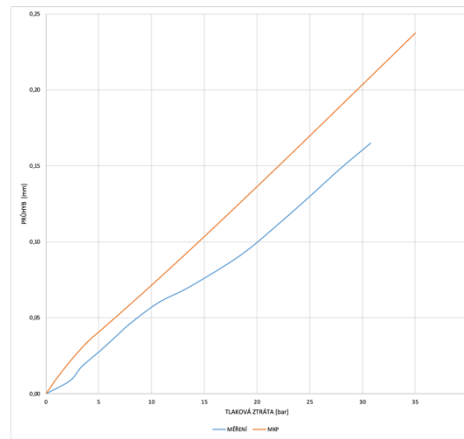
Velmi podobné chování a rozdíly křivek můžeme vidět u varianty skladby č. 2 (viz graf č. 24 a 25) a varianty skladby č. 4 (graf č. 30 31). U komprese je směrnice křivky měření podobná s křivkou MKP analýzy v rozsahu tlakové ztráty 0-10 bar a poté 17-25 bar. Rozdíly v hodnotách průhybů jsou do 10 bar tlakové ztráty přibližně 10 %, poté tento rozdíl narůstá až na 35 %. Větší shody měřených a vypočtených dat pak můžeme pozorovat u obou variant roztahu.

U poslední, páté varianty MKP model značně nadhodnocuje průhyby oproti měřením, nicméně průběh a tvar křivky jsou si více podobné (viz graf č. 33 a 34).

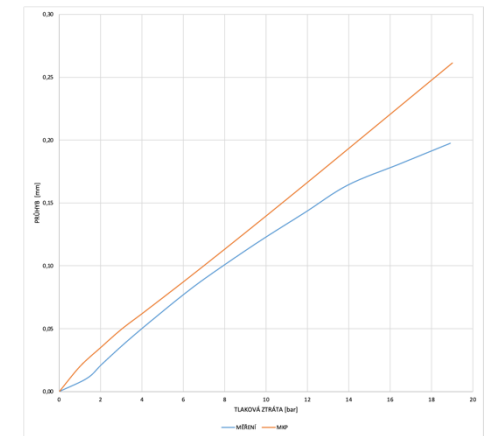
Na grafech č. 20, 23, 26 a 29 lze pak vidět porovnání tlakové ztráty v závislosti na rychlosti posuvu pro měření a přepočtených průhybů planžet z MKP analýzy



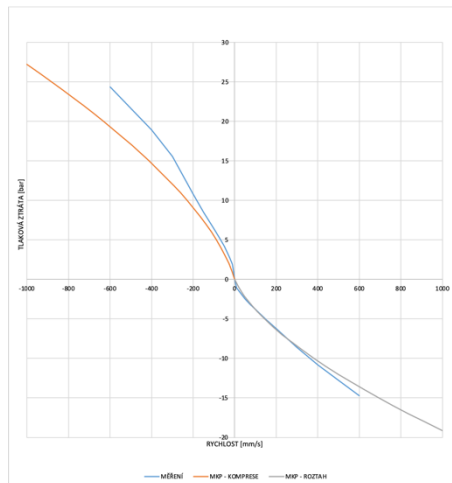
Graf č. 20 - Porovnání závislosti tlakové ztráty na rychlosti zdvihu (skladba č.1)



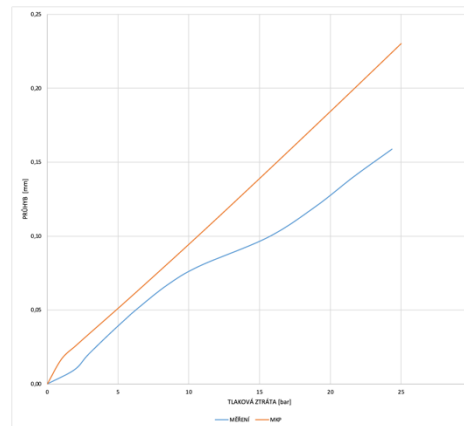
Graf č.21 - Porovnání průhybů planžet – komprese (skladba č.1)



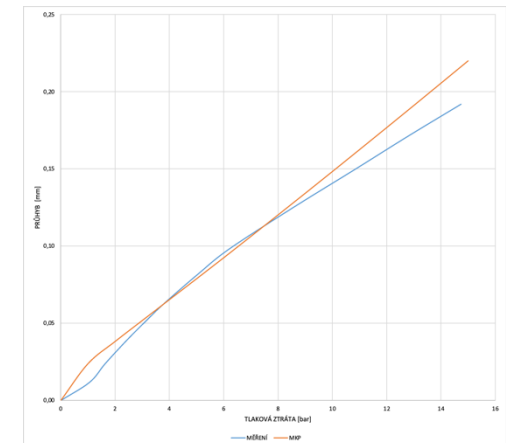
Graf č.22 - Porovnání průhybů planžet – roztah (skladba č.1)



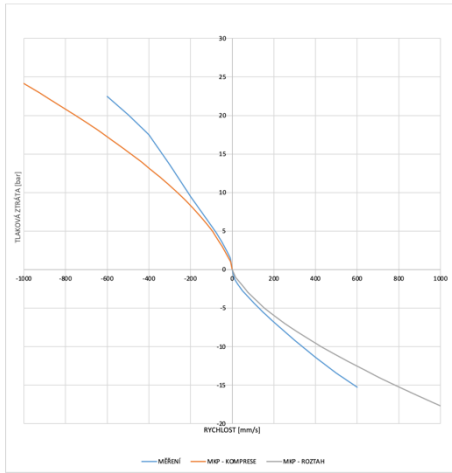
Graf č.23 - Porovnání závislosti tlakové ztráty na rychlosti zdvihu (skladba č.2)



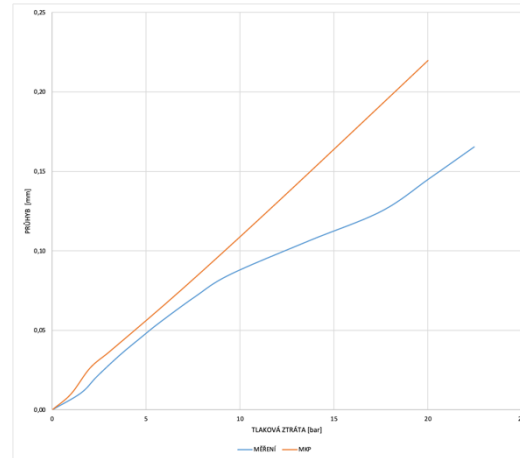
Graf č.24 - Porovnání průhybů planžet – komprese (skladba č.2)



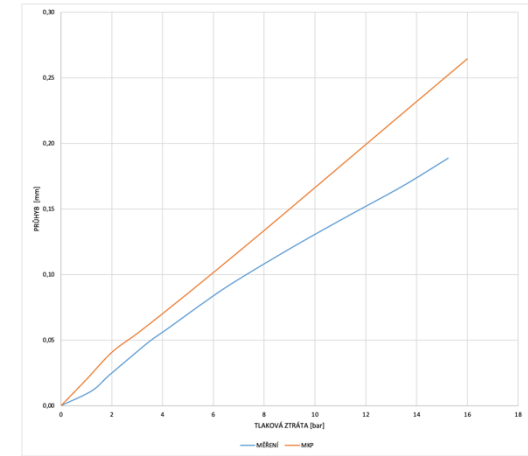
Graf č.25 - Porovnání průhybů planžet – roztah (skladba č.2)



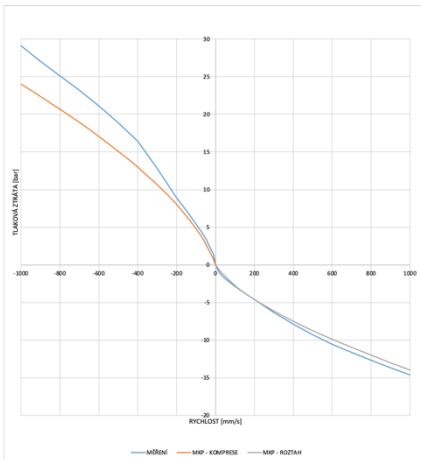
Graf č.26 - Porovnání závislosti tlakové ztráty na rychlosti zdvihu (skladba č.3)



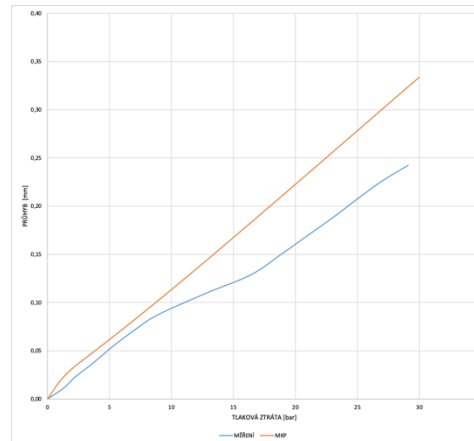
Graf č.27 - Porovnání průhybů planžet – komprese (skladba č.3)



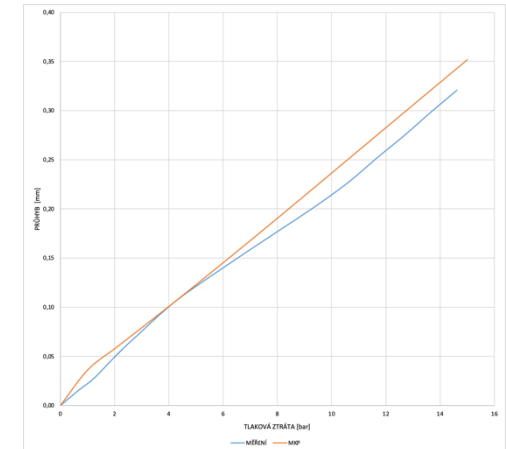
Graf č.28 - Porovnání průhybů planžet – roztah (skladba č.3)



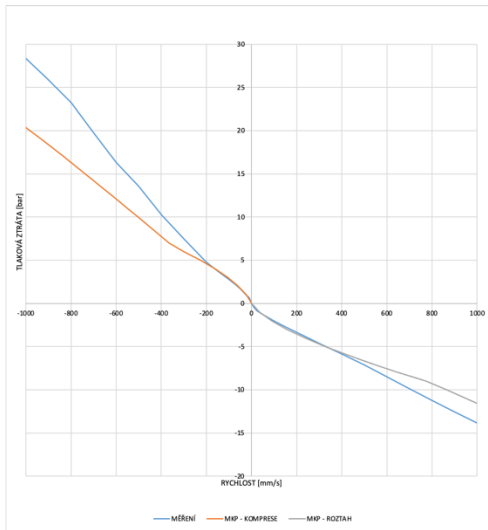
Graf č.29 - Porovnání závislosti tlakové ztráty na rychlosti zdvihu (skladba č.4)



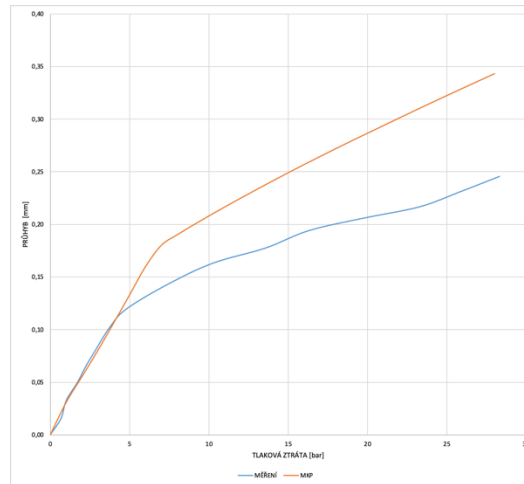
Graf č.30 - Porovnání průhybů planžet – komprese (skladba č.4)



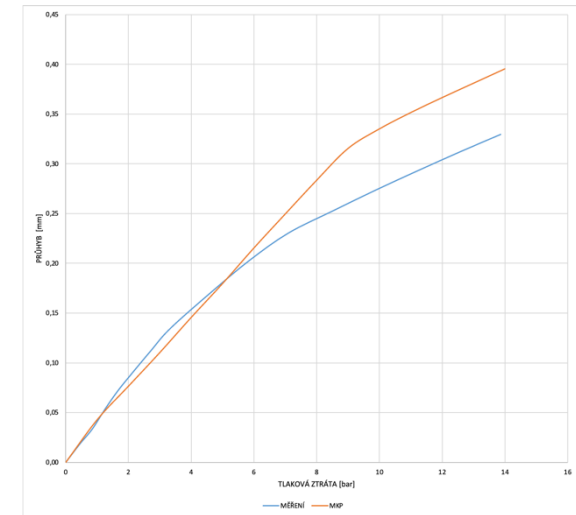
Graf č.31 - Porovnání průhybů planžet – roztah (skladba č.4)



Graf č.32 - Porovnání závislosti tlakové ztráty na rychlosti zdvihu (skladba č.5)



Graf č.33 - Porovnání průhybů planžet – komprese (skladba č.5)



Graf č.34 - Porovnání průhybů planžet – roztah (skladba č.5)

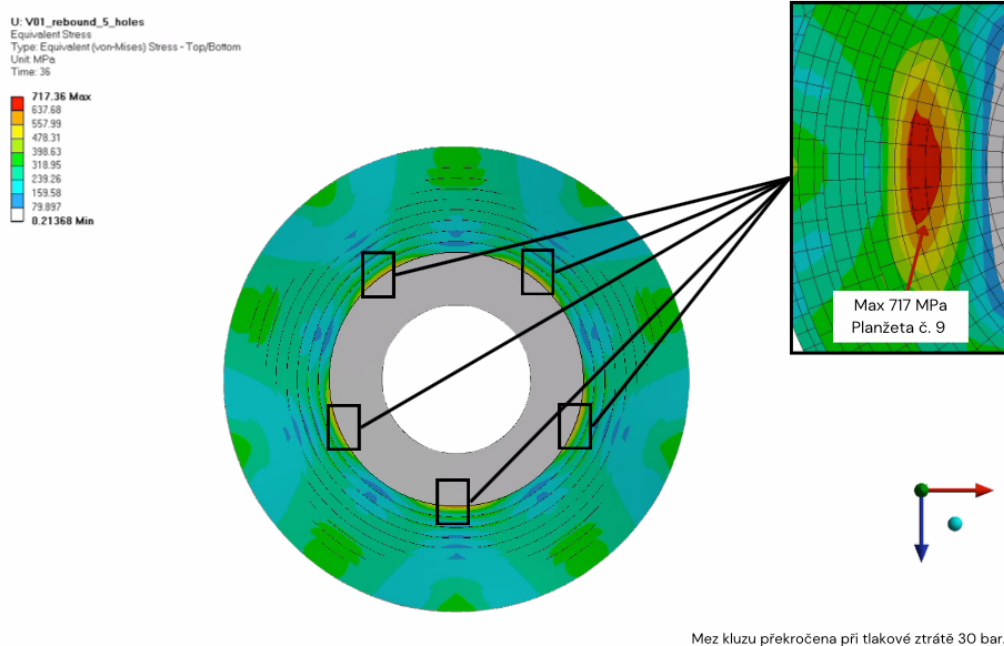
7.3 VYHODNOCENÍ NAPĚTÍ

Predikované hodnoty výpočtu napětí dle HMH přesahují mez kluzu daného materiálu 520 MPa v celkem osmi z deseti vyhodnocovaných případů pro daný rozsah tlakové ztráty 0–35 Bar. Pouze u varianty skladby č. 1 kompresní části ventilu a u varianty č. 2 opět kompresní části ventilu je predikované napětí pod hodnotou meze kluzu. Napětí se zde pohybuje okolo 420 MPa a 480 MPa.

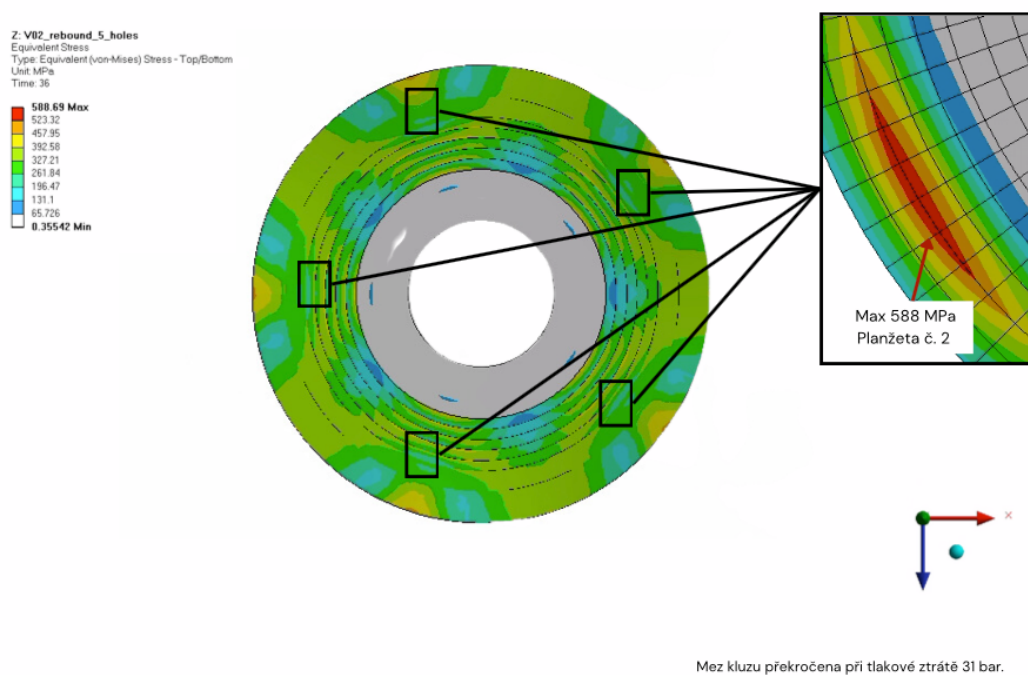
Na obrázcích 30-37 jsou zobrazeny všechny případy, které překročily danou mez kluzu. Na obrázcích jsou také znázorněny detaily oblastí, které danou mez kluzu překračují, dále je na obrázcích zapsaná hodnota tlakové ztráty, při které došlo k překročení meze kluzu a lokace mezi kterými planžety se dané oblasti nachází. Oblasti výskytu maximálních napětí kopírují maxima průhybů zvlněného tvaru dané od rozložení tlaku varianty č. 2. Dále jsou tyto oblasti na průměrech, které jsou dané planžety, které slouží pro doplnění skladby a téměř se nedeformují, příkladem může být varianta č. 1 roztažné část kde se planžety číslo deset až dvanáct téměř nedeformují a oblasti které přesahují mez kluzu jsou okolo hrany styku deváté a desáté planžety.

Pro lepší představu byla pro variantu č. 4 - roztah vypočítána plastizace pomocí bilineárního materiálu. Plastizace planžet dosahuje velmi malých hodnot v řádu mikrometrů, které by nebyly okem vidět. Je však důležité si uvědomit, že se jedná o simulaci jednoho cyklu roztahu tlumiče, a tlumič může v závislosti na režimu použití projít mnoha takovými cykly. To nakonec může vést k větší deformaci planžet, kterou lze u tlumičů pozorovat.

Postup pro výpočet reálné plastizace by tedy pravděpodobně zahrnoval opakování výše uvedeného postupu s přenášením konečných stavů. Konečný stav by se pak přenesl do výpočtu únavy.

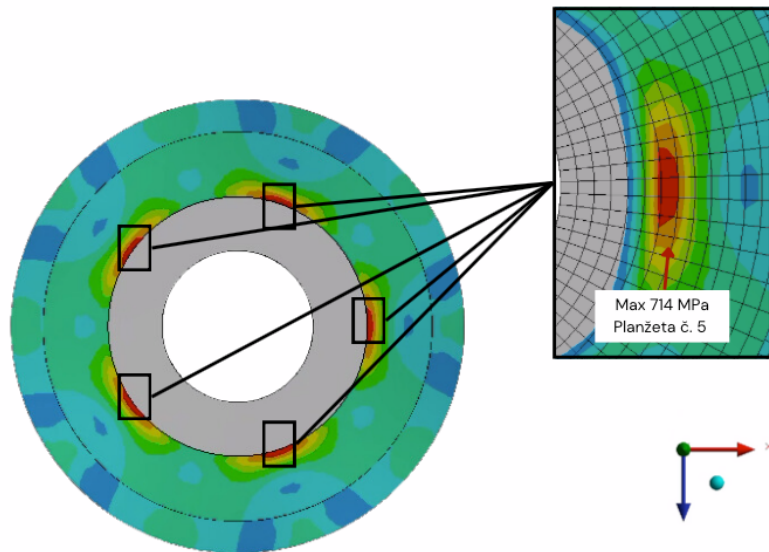
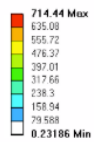


Obr. č. 30 Rozložení napětí [HMH] – varianta skladby č. 1 - roztah



Obr. č. 31 - Rozložení napětí [HMH] – varianta skladby č. 2 - roztah

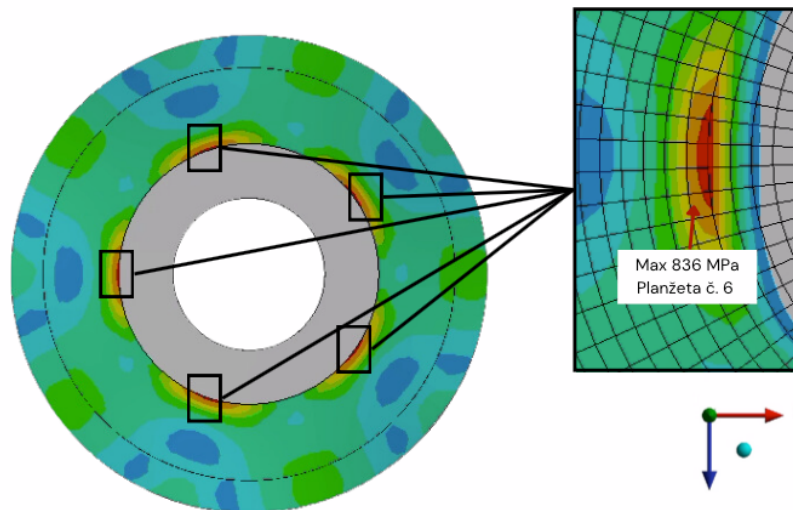
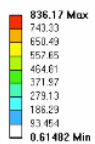
AB: V03_bump_5_holes
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
 Unit: MPa
 Time: 36



Mez kluzu překročena při tlakové ztrátě 27 bar.

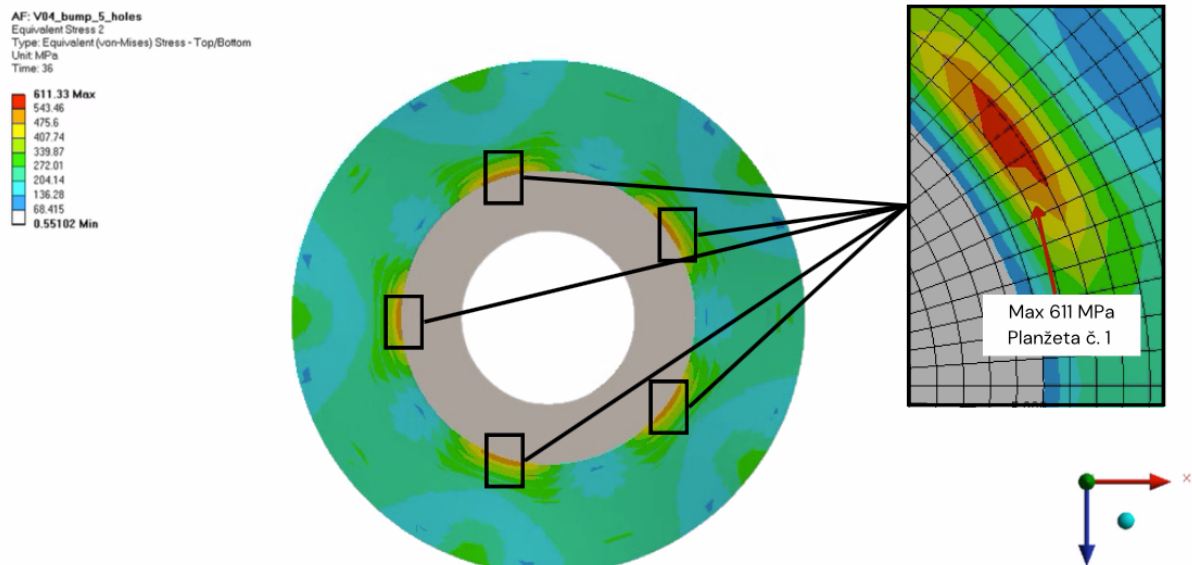
Obr. č. 32 - Rozložení napětí [HMH] – varianta skladby č. 3 - komprese

AD: V03_rebound_5_holes
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
 Unit: MPa
 Time: 36



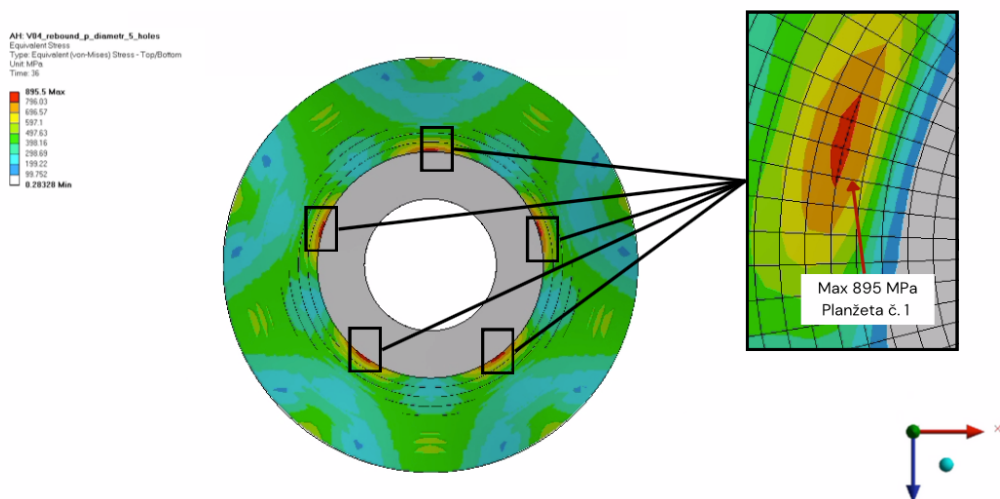
Mez kluzu překročena při tlakové ztrátě 22 bar.

Obr. č. 33 - Rozložení napětí [HMH] – varianta skladby č. 3 - roztah



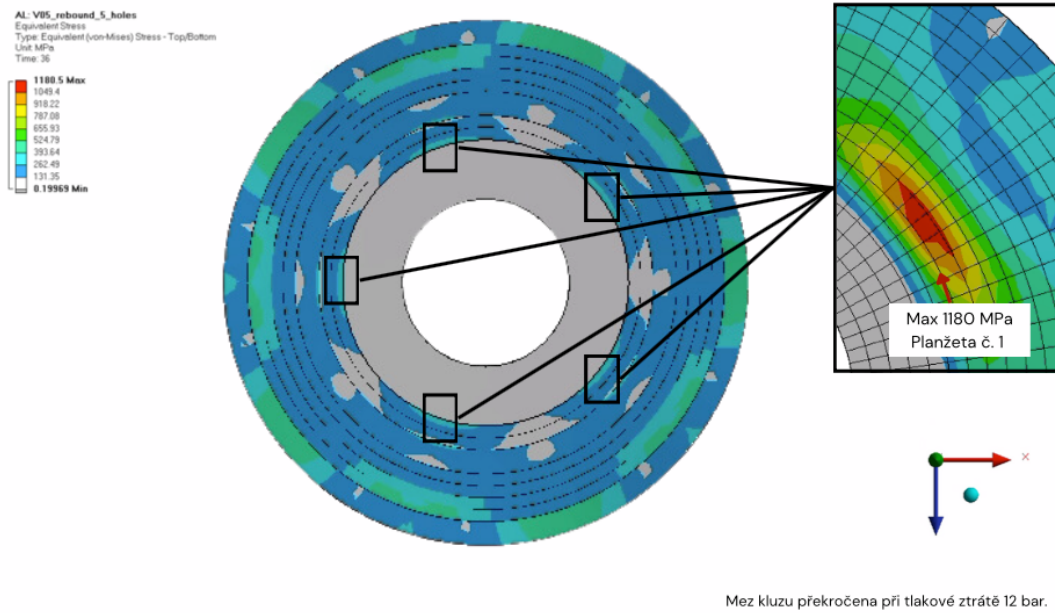
Mez kluzu překročena při tlakové ztrátě 30 bar.

Obr. č. 34 - Rozložení napětí [HMH] – varianta skladby č. 4 - komprese

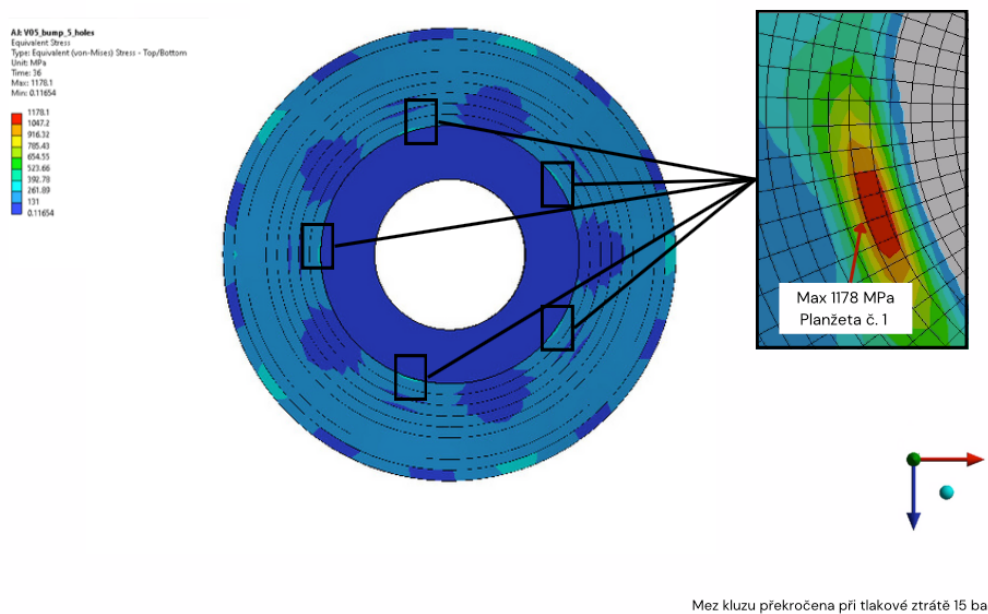


Mez kluzu překročena při tlakové ztrátě 20 bar.

Obr. č. 35 - Rozložení napětí [HMH] – varianta skladby č. 4 - roztah



Obr. č. 36 - Rozložení napětí [HMH] – varianta skladby č. 5 - komprese



Obr. č. 37 - Rozložení napětí [HMH] – varianta skladby č. 5 - roztah

7.4 SHRNUÍ VÝSLEDKŮ

Výše uvedená porovnání ukazují určitý trend v průbězích vypočtených hodnot průhybů z měřených dat. U kompresních variant skladby č. 1-4 je patrný skok, který způsobuje výraznou odchylku od hodnot dat získaných z MKP simulace. U roztažných variant skladby č. 1-4 se křivka zakřivuje, což se opět odděluje od simulovaných dat. Varianty skladby číslo 5 vykazují průběhy s velmi podobným chováním. Simulovaná data zde opět nadhodnocují hodnoty průhybů planžet.

Tyto rozdíly by mohly být vysvětleny vypočtenou hodnotou předpětí, která, jak bylo prokázáno, snižuje hodnoty průhybů. Hodnota předpětí by pravděpodobně měla být vyšší. Dalším faktorem ovlivňujícím průběh křivky je dynamický ztrátový koeficient C_D . Hodnota koeficientu byla zvolena na $C_D = 0,75$. Tento koeficient se odhaduje na základě měřených dat. Způsobem, jak získat přesnější hodnotu koeficientu, by bylo využití CFD simulace. Dalším významným faktorem, který ovlivňuje průběh křivky průhybu, je rozložení tlaku na spodní planžetě od protékajícího oleje. Opět není zcela jasné, co se v tlumiči děje a bylo by potřeba vytvořit složitější FSI model, aby se zjistilo, jak se mění koeficient C_D a rozložení tlaku vzhledem ke změně geometrie ventilu a změně chování protékajícího oleje.

Nicméně, i přes výše uvedené rozdíly v datech, lze předpokládat, že přístup pomocí konečných prvků může přinést kvalitativně spolehlivé výsledky v určování průhybů planžet. Je však potřeba dalších simulací a měření, aby bylo možné tento model dále vyladit.

ZÁVĚR

Hlavním cílem této diplomové práce bylo vytvoření MKP metodiky pro určení tuhosti planžetového ventilu ve vozidlových hydraulických tlumičích. Tato MKP metodika byla sestavena v softwaru Ansys Workbench verze 2020 R2 a následně validována pomocí měřených dat. V této práci byl také diskutován analytický přístup k výpočtu dané tuhosti. Kapitoly č. 1 a 2 formulovaly a definovaly zadání a cíle práce.

V kapitole č. 3 byl přiblížen význam hydraulických tlumičů v odpružení vozidel a základní rozdělení. Dále zde byly prezentovány vyskytující se fyzikální jevy, vysvětlena základní charakteristika tlumičů a používaná terminologie pro popis této charakteristiky.

V kapitole č. 4 byl podrobně popsán matematický model tlumiče od autorů Talbotta a Starkeyho. Díky tomuto matematickému modelu lze jednoznačně pochopit fyzikální princip fungování hydraulického tlumiče a význam planžetového ventilu v těchto tlumičích.

Následující kapitola č. 5 popsala konstrukci planžetového ventilu a za použití dříve vysvětlené terminologie a charakteristiky vysvětlila vliv druhů pístu a nejčastěji používaných skladeb planžetového ventilu na závislost tlumicí síly na rychlosti zdvihu. Tato kapitola dále popsala analytické přístupy k výpočtu tuhosti ventilu. Nejprve byla vysvětlena Euler-Bernoulliho rovnice pro pruhy, ze které vychází Kirchhoff-Loveho teorie desek a z ní odvozená teorie velkých průhybů neboli von-Karmánova teorie. Von-Karmánova teorie je v literatuře nejčastěji vyskytovaná teorie pro výpočet průhybů planžet. Nakonec byl podrobně popsán analytický výpočet, který vychází z *An Experimentally Validated Physical Model of a High-Performance Mono-Tube Damper* [13] od zmíněných autorů Talbott a Starkey. Správnost tohoto výpočtu byla ověřena pomocí MKP modelu a porovnána s výsledky měření. Došlo k závěru, že analytické metody nepřinášejí potřebnou přesnost a jejich použití je omezené a poměrně náročné.

Následně v kapitole č. 6 byla popsána tvorba výpočtového modelu a zdůvodnění klíčových rozhodnutí, zejména zde proběhla diskuse ohledně volby typu prvků, kdy byly zvoleny prvky typu *shell*. Dále zde probíhala diskuse ohledně vlivu tření, předpětí a počtu děr pístu na výsledný průhyb planžet.

Poslední kapitolou této práce je kapitola č. 7, prezentující výsledky výpočtového MKP modelu. Nejprve byl popsán přehled článků a studií, které se výpočtovým modelováním zabývají, poté byla zdůvodněna volba variant rozložení tlaku na spodní planžetě. Dále bylo zdůvodněno, proč je počítáno s variantou rozložení tlaku č. 2. Z důvodu nadhodnocování průhybů ve srovnání s naměřenými daty od varianty rozložení tlaku č. 1.

Tato kapitola také definovala varianty skladeb ventilu, na kterých byla analýza prováděna. Z jednotlivých grafů, která porovnávají vypočtená a naměřená data průhybů vyplynulo, že MKP sice kopíruje průběh křivek z měření, nicméně dochází k nadhodnocení hodnot, proto je doporučena další práce na modelu a měření, která by tento rozdíl vysvětlila. Jednotlivé varianty jsou hodnoceny i z pohledu napětí, kdy celkem osm z celkových deseti podvariant pro danou tlakovou ztrátu přesahuje mez kluzu.

CITOVANÁ LITERATURA

1. **Blat'ák, Ondřej.** Záznam přednášky QMV 21/22L. *Záznam 10. přednášky QMV 2022L.* Brno : VUT FME, 2022.
2. —. Záznamy přednášek QMV 21/22 L. *Záznam 9. přednášky QMV 2022L.* Brno : VUT FME, 2022.
3. **Vlk, František.** *Podvozky motorových vozidel.* Brno : Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006. 80-239-6464-X.
4. **Dixon, Jonh C.** *The shock absorber handbook.* West Sussex : Professional Engineering Publishing Ltd and John Wiley and Sons, Ltd., 2007. 0-7680-0050-5..
5. **Molina, Simon A de.** *Stroke dependent damping.* US7320388B2 US, 15. Zář 2003. Konstrukce.
6. **Bosch mobility.** Semi-active damping control system. *Bosch-mobility.* [Online] [Citace: 8. Duben 2023.] <https://www.bosch-mobility.com/en/solutions/driving-safety/semi-active-damping-control-system-2w/>.
7. *Optimal Skyhook and Groundhook Control for Semiactive Suspension: A Comprehensive Methodology.* **Dí'az-Choque, C. Steven, Fé'lix-Herra'n, L. C. a Ram'irez-Mendoza, Ricardo A.** Mexico : Hindawi, 2021, Sv. Volume 2021. 10.1155/2021/8084343.
8. *Magnetické kapaliny a jejich použití (1. část).* **Mayer, Daniel.** 3, místo neznámé : FCC Public s. r. o., 2007. 1210-0889.
9. **Kasprzak, Jim.** Understanding your Dampers: A guide from Jim Kasprzak. *Kaz Technologies.* [Online] [Citace: 15. Duben 2023.] <https://www.kaztechnologies.com/wp-content/uploads/A-Guide-To-Your-Dampers-Chapter-from-FSAE-Book-by-Jim-Kasprzak-Updated.pdf>.
10. **Nils-Göran, Nygren.** Inside TTX The Öhlins TTX40 manual. *Öhlins.* [Online] Květen 2005. [Citace: 19. Březen 2023.] https://www.ohlins.com/app/uploads/world/documents/2005/05/OM_07430-01.pdf.

11. **Ryan**. Digressive vs Linear vs Progressive Pistons & Shock Valving. *AccuTune offroad*. [Online] 18. Srpen 2017. [Citace: 4. Únor 2023.] <https://accutuneoffroad.com/articles/digressive-vs-linear-vs-progressive-pistons-shock-valving/>.
12. **Bentley, Ross**. Shocks for driver. *Speed secrets*. [Online] 2014. [Citace: 10. Leden 2023.] https://speedsecrets.com/wp-content/uploads/woocommerce_uploads/2014/06/Shocks-for-Drivers.pdf.
13. *An Experimentally Validated Physical Model of a High-Performance Mono-Tube Damper*. **Talbott, Michael S. a Starkey, John**. Indiana : Motorsports Engineering Conference & Exhibition Indianapolis, 2002. 0148-7191.
14. *A Study of the Characteristics of Automotive Hydraulic Dampers at High Stroking Frequencies*. **Lang, Harold Harvey**. místo neznámé : The University of Michigan, 1977.
15. *Development and Experimental Verification of a Parametric Model of an Automotive Damper*. **Rhoades, Kirk Shawn**. New Mexico : University of New Mexico, 2006.
16. *A universal nonlinear model for the dynamic behaviour of shock absorbers*. **Schickhofer, Lukas**. místo neznámé : Springer, 2022. doi.org/10.1007/s11071-022-07896-4.
17. **Lab, EXT**. TECH LAB – Episode 4: How to find the correct damping forces. *Extreme shox*. [Online] [Citace: 11. Duben 2023.] <https://www.extremeshox.com/blog-post/tech-lab-episode-4-find-correct-damping-forces/>.
18. **Lambert, Aaron**. Linear, Progressive, Regressive, Digressive Shock Valving: Differences and Use-Cases. *Penske racing shocks*. [Online] 27. Červen 2022. [Citace: 9. Leden 2023.] <https://www.penskeshocks.com/blog/linear-progressive-regressive-digressive-shock-valving-differences-and-use-cases>.
19. *Large Deflection Analysis of Clamped Circular Plates*. **Murat Altekin, Receb Faruk Yükseler**. London : WCE 2011, 2011. Proceedings of the World Congress on Engineering 2011 Vol III. Sv. III. 978-988-19251-5-2.

20. *Validation of Fatigue Model of a Hydraulic Shock Absorber Equipped with Shim Stack Valves*. **Piotr Czop, Damian Slawik**. 2184, místo neznámé : IOP Publishing, 16. Květen 2022, *Journal of Physics: Conference Series*, Sv. 2022. 10.1088/1742-6596/2184/1/012057.
21. *Rail vehicle dynamic response to a nonlinear physical 'in-service' model of its secondary suspension hydraulic dampers*. **Wang, W.L., Zhou, Z.R., Yu, D.S., Qin, Q.H., Iwnicki, Simon**. 0888-3270, Huddersfield : University of Huddersfield Repository, 1. Květen 2017, *Mechanical Systems and Signal Processing*, stránky 138-157.
22. *Hybrid modeling and verification of disk-stacked shock absorber valve*. **Jingli Xu, Jinli Chu and Hongwei Ma**. 2, místo neznámé : Sage, 2018, *Advances in Mechanical Engineering*, Sv. 10, stránky 1-12. 10.1177/1687814018756398.
23. **Yuhang Chen, Konghui Guo, Yehai Yang and Ye Zhuang**. *Physical Modeling of Shock Absorber Using Large Deflection Theory*. *J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* 2012, Sv. 5, 1.
24. **Bohuan Tan, Xiang Lin, Bangji Zhang, Nong Zhang, Hengmin Qi, Minyi Zheng**. *Nonlinear modeling and experimental characterization of hydraulically interconnected suspension with shim pack and gas-oil emulsion*. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 1 January 2023, Sv. 182.
25. **Skačkauskas, Paulius, a další, a další**. *Development and verification of a shock absorber and its shim valve model based on the force method principles*. *Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability*. December 2016, Sv. 1, 19.
26. **P. Czop, D. Slawik, P. Śliwa, G. Wszolek**. *Simplified and advanced models of a valve system used in shock absorbers*. *Journal of achievements in materials and manufacturing engineering*. 2009, Sv. 33, 2.
27. *Physical 1-D System Simulation Model for Monotube Shock Absorbers for Simulation with Excitation up to 70Hz*. **Jan Bunthoff, Frank Gauterin, Christoph Boehm**. místo neznámé : SAE International, 2015. doi:10.4271/2015-01-2353.
28. *Shock absorber modelling*. **Skagerstrand, Henrik**. 01, Göteborg : Chalmers University of Technology, 2014, Sv. 2015. 1652-8557.

29. **Valentina Lopresto, Antonio Langella, Serge Abrate.** *Dynamic Response and Failure of Composite Materials and Structures*. místo neznámé : Woodhead Publishing, 2017. 978-0-08-100887-4.
30. **Triantafyllou, S.** Structural Mechanics and Monitoring. *ETH Zürich*. [Online] [Citace: 22. Březen 2023.] <https://ethz.ch/content/dam/ethz/special-interest/baug/ibk/structural-mechanics-dam/education/femI/lecture6.pdf>.
31. Structural Mechanics and Monitoring. *ETH Zürich*. [Online] [Citace: 19. Březen 2023.] https://ethz.ch/content/dam/ethz/special-interest/baug/ibk/structural-mechanics-dam/education/femI/2023/Lecture5_2020.pdf.
32. *Port-Hamiltonian formulation and symplectic discretization of plate models Part II : Kirchhoff model for thin plates.* **Andrea Brugnoli, Valerie Pommier-Budinger, Denis Matignon.** November 2019, místo neznámé : Elsevier, Listopad 2019, Applied Mathematical Modelling, Sv. 75, stránky 961-981. 10.1016/j.apm.2019.04.036.
33. *Kirchhoff Love Plate Theory: First-Order Analysis, Second-Order Analysis, Plate Buckling Analysis, and Vibration Analysis Using the Finite Difference Method.* **Fogang, Valentin.** 10.20944, místo neznámé : Preprints.org, 2021.
34. **Podio-Guidugli, P.** An exact derivation of the thin plate equation. *Journal of Elasticity*. 1989, Sv. 22, 10.1007/BF00041107, stránky 121-133.
35. **Olivier Ozenda, Epifanio G. Virga.** On the Kirchhoff-Love Hypothesis (Revised and Vindicated). *Journal of Elasticity*. 2021, Sv. 143, 10.1007/s10659-021-09819-7, stránky 359-384.
36. **Holm Altenbach, Andreas Öchsner.** *Encyclopedia of Continuum Mechanics*. místo neznámé : Springer, 2020. 978-3-662-55771-6.
37. *Linking the von Karman equations to the practical design of plates.* **Becque, Jurgen.** 11, místo neznámé : American Society of Civil Engineers, 2021, Journal of Engineering Mechanics, Sv. 147. doi.org/10.1061/(ASCE)EM.1943-7889.0002005.
38. **Antman, Stuart S.** *A Panorama of Hungarian Mathematics in the Twentieth Century I*. místo neznámé : Springer. 978-3-540-30721-1.

39. *A wavelet method for bending of circular plate with large deflection.* **Xiaomin Wang, Xiaojing Liu, Jizeng Wang, Youhe Zhou.** 1, Wuhan : AMSS, 1. Únor 2015, Acta Mechanica Solida Sinica, Sv. 28. 0894-9166.
40. *Nonlinear modeling and experimental characterization of hydraulic dampers: effects of shim stack and orifice parameters on damper performance.* **Alireza Farjoud, Mehdi Ahmadian, Michael Craft, William Burke.** místo neznámé : Springer. DOI 10.1007/s11071-011-0079-2.
41. *Single variable new first-order shear deformation theory for isotropic plates.* **Rameshchandra P. Shimpia, P. J. Guruprasad, Kedar S. Pakharea.** místo neznámé : Scielo, 2018. doi.org/10.1590/1679-78254842.
42. **Erasmus Carrera, Fiorenzo A. Fazzolari and Maria Cinefra.** *Thermal Stress Analysis of Composite Beams, Plates and Shells.* místo neznámé : Academic Press, 2015. 978-0-12-420066-1.
43. **Young, Warren C. a Budynas, Richard G.** *Roark's Formulas for Stress and Strain.* New York : McGraw-Hill, 1989. 0-07-072542-X.
44. Alleima® 20C for shock absorber shims Strip steel. *Alleima.* [Online] 22. Červenec 2022. [Citace: 18. Březen 2023.] <https://www.alleima.com/en/technical-center/material-datasheets/strip-steel/alleima-20c-for-shock-absorber-shims/>.
45. Matweb - material property data. *JIS S45C Steel.* [Online] [Citace: 11. Duben 2023.] <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=6b29957fc95e426d87dff64d67c59f6c>.
46. **Ansys.** Ansys - Chapter 3 Advanced Contact. *Slide player.* [Online] [Citace: 20. Březen 2023.] <https://slideplayer.com/slide/7553312/>.
47. Ansys Courses. *Ansys Innovation Courses.* [Online] [Citace: 13. Březen 2023.] (https://courses.ansys.com/wp-content/uploads/2020/10/2.2.3_Bolt-Pretension-Object_new_brand.pdf).
48. **Özgün.** What is Large Deflection in Ansys? *Mechead.* [Online] 19. Zář 2018. [Citace: 8. Únor 2023.] <https://www.mechead.com/what-is-large-deflection-in-ansys/>.

49. *Investigation of the Disc Deflection Behavior of Shim Valves in Vehicle Shock Absorbers.* **Timo Hofmann, Tobias Brenner.** 01-0701, místo neznámé : SAE international, 2018, SAE Technical Paper, Sv. 2018. doi:10.4271/2018-01-0701.
50. *Fatigue Life Calculation of an Automotive Shock Absorber Shim Assembly Using Different Simulation Techniques.* **Swapnil Kulkarni, Muragendra Magdum, Ravi B.** 1240, místo neznámé : SAE International, 2013, Sv. 01. doi:10.4271/2013-01-1240.
51. *Numerical models of a valve system used in railway hydraulic dampers.* **Woźniak, M. 2,** místo neznámé : World Academy of Materials and Manufacturing Engineering, 2015, Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, Sv. 73, stránky 190-198.
52. *Numerical investigation of a mono-tube damper with a shim stack.* **D. Bell, RG. Beale.** 13, místo neznámé : Sage, 2015, Sv. I. DOI: 10.1177/0954406215622496.
53. *Influence of Shim Bending Mode on Damping Force Variation of a Hydraulic Twin Tube Shock Absorber.* **Swapnil S. Kulkarni, Muragendra Magdum, Ravi B.** 0045, místo neznámé : SAE , 2014, Sv. 01. doi:10.4271/2014-01-0045.
54. *Computational Fluid Flow Analysis of Base Valve for Twin Tube Shock Absorbers.* **Dheeman Bhuyan, Kaushik Kumarb.** 2017, místo neznámé : Science Direct, 2017, Sv. 27. 2212-0173.
55. **Penske racing shock.** Penske racing shock. *Piston, Double Digressive.* [Online] [Citace: Duben. 24 2023.] https://shop.penskeshocks.com/products/piston-double-digressive?_pos=3&_sid=dd18ea99a&_ss=r&variant=42647497638124.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[m^2]$	Zrychlení pístnice
A	$[m^2]$	Plocha
A_T	$[m^2]$	Teoretická plocha otvoru
A_r	$[m^2]$	Plocha expanzní části pístu
A_b	$[m^2]$	Plocha otvoru vyrovnávacího ventilu
A_c	$[m^2]$	Plocha kompresní části pístu
A_v	$[m^2]$	Plocha planžety
A_{gp}	$[m^2]$	Plocha na začátku děje
A_{rod}	$[m^2]$	Plocha pístnice
$A_{v,flow}$	$[m^2]$	Průtočná plocha
A_o	$[m^2]$	Plocha otvoru pístu
b	$[m]$	Mezera mezi pístem a pláštěm tlumiče
C_A	$[/]$	Ztrátový koeficient plochy
C_v	$[/]$	Ztrátový koeficient rychlosti
C_d	$[/]$	Ztrátový koeficient
C_D	$[/]$	Dynamický ztrátový koeficient
C_f	$[/]$	Koeficient korelace proudění
C	$[m \cdot N^{-1}]$	Poddajnost
D_v	$[m]$	Průměr ventilu
E	$[Pa]$	Youngův modul pružnosti
E_p	$[J]$	Tlaková energie
E_k	$[J]$	Kinetická energie
E_g	$[J]$	Vnější potenciální energie
F_m	$[N]$	Síla způsobená od změny hybnosti kapaliny
F_{sp}	$[N]$	Předpětí planžet
F_f	$[N]$	Třecí síla
F	$[N]$	Tlumicí síla
h	$[m]$	Tloušťka planžety
k	$[N \cdot m^{-1}]$	Tuhost planžet
K	$[N \cdot m]$	Ohybová tuhost desky

l	[m]	Délka mezery mezi pístem a pláštěm tlumiče
L_g	[m]	Délka vyrovnávací komory
m	[kg]	Hmotnost
m_{gp}	[kg]	Hmotnost vyrovnávacího pístu
m_p	[kg]	Hmotnost pístu
p	[Pa]	Tlak
Δp	[Pa]	Rozdíl tlaků
p_c	[Pa]	Tlak v kompresní komoře
p_r	[Pa]	Tlak v expanzní komoře
p_v	[Pa]	Tlak ve ventilu
Δp_{po}	[Pa]	Tlaková ztráta pístu
Δp_{valve}	[Pa]	Tlaková ztráta ventilu
p_{gi}	[Pa]	Tlak na začátku děje
p_g	[Pa]	Tlak na konci děje
P_r	[Pa]	Tlak v expanzní komoře
Q	[$m^3 \cdot s^{-1}$]	Objemový průtok
Q'	[$m^3 \cdot s^{-1}$]	Ekvivalentní objemový průtok
Q_v	[$m^3 \cdot s^{-1}$]	Objemový průtok přes planžetový ventil
Q_{lp}	[$m^3 \cdot s^{-1}$]	Objemový průtok mezi pístem a pláštěm tlumiče
Q_b	[$m^3 \cdot s^{-1}$]	Objemový průtok vyrovnávacím ventilem
T_{gi}	[K]	Teplota na začátku děje
T_g	[K]	Teplota na konci děje
V	[m^3]	Objem
V_{gi}	[m^3]	Objem na začátku děje
V_g	[m^3]	Objem na konci děje
v_T	[$m \cdot s^{-1}$]	Teoretická rychlost
v	[$m \cdot s^{-1}$]	Rychlost pístu
ΔV	[m^3]	Změna objemu
W	[N]	Reakční síla
x	[m]	Posuv pístu
y	[m]	Průhyb planžet
z	[m]	Posuv vyrovnávacího pístu

β	$[Pa^{-1}]$	Stlačitelnost kapaliny
μ	$[Pa \cdot s]$	Dynamická viskozita
ν	$[/]$	Poissonovo číslo
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	Hustota