



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

VLIV TEPLoty NA FUNKCI TLUMIČE ODPRUŽENÍ

THE EFFECT OF TEMPERATURE ON DAMPING BEHAVIOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Zdeněk Munduch

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Zdeněk Munduch**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojírenství
Vedoucí práce: **Ing. Ondřej Blaťák, 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 bakalářské práce:

Vliv teploty na funkci tlumiče odpružení

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Tlumič odpružení je zařízením, které převádí pohybovou energii v teplo. Tím dochází ke změně viskozity oleje, což má dopad i na samotnou velikost generované tlumicí síly. Většina konstrukcí tlumiče na toto reaguje ventily, kde je vliv teploty kompenzován změnou rozměrů ventilu a tím je ovlivňována velikost průtočné plochy oleje.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše v oblasti vlivu teploty na funkci tlumiče, konstrukce ventilů kompenzující vliv teploty.

S využitím zjednodušeného modelu (může poskytnout vedoucí) analyzovat velikost generovaného tepla tlumičem.

Experimentem na tlumičovém dynamometru v laboratořích ÚADI ověřit získané teoretické poznatky.

Seznam doporučené literatury:

DIXON, John. The Shock Absorber Handbook. Chichester: John Wiley & Sons, 2007. 432 s. ISBN 978-0-470-51020-9.

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

Termín odevzdání bakalářské 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

Bakalářská práce se zabývá vlivem teploty na funkci tlumiče odpružení. Velikost tlumící síly generované tlumičem je proměnná v závislosti na teplotě tlumiče. Jsou popsány důvody proč k teplotnímu ovlivnění dochází a jak ho zredukovat, například vhodnou konstrukcí ventilů. Dále je popsán přenos tepla mezi tlumičem a jeho okolím. Jsou rozebrány jednotlivé způsoby přenosu tepla a ovlivnění hustoty tepelného toku konfigurací tlumiče. Na základě energetické bilance byl vytvořen analytický výpočtový model umožňující výpočet tepla generovaného tlumičem na základě změny vnitřní energie tlumiče a tepelného toku mezi tlumičem a okolím. Poznatky uvedené v modelu byly experimentálně otestovány měřením na tlumičovém dynamometru v laboratořích ÚADI a výsledky byly porovnány s jinými způsoby výpočtu generovaného tepla. Výsledky měření určují kritická místa na tlumiči, kde dochází k největšímu nárůstu teploty. Zároveň poukazují na změnu tepelného toku mezi tlumičem a okolím tlumiče v závislosti na okolních podmínkách.

KLÍČOVÁ SLOVA

tlumič odpružení, vliv teploty, energetická bilance, výpočtový model

ABSTRACT

The bachelor thesis deals with the influence of temperature on the function of the suspension damper. The magnitude of damping force generated by the shock absorber varies with the temperature of the shock absorber. The reasons why the temperature effect occurs and how to reduce it, for example by suitable valve design, are described. The heat transfer between the damper and its surroundings is also described. The different ways in which heat transfer and the influence of the damper configuration on the heat flux are discussed. Based on the energy balance, an analytical calculation model has been developed to calculate the heat generated by the damper based on the change in the internal energy of the damper and the heat flux between the damper and the surroundings. The findings presented in the model were experimentally tested by measurements on a damping dynamometer in the ÚADI laboratories and the results were compared with other methods of calculating the generated heat. The measurement results show the critical points on the damper where the greatest temperature rise occurs. They also show the change in heat flux between the damper and the damper surroundings depending on the ambient conditions.

KEYWORDS

shock absorber, effect of temperature, energy balance, computation model

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MUNDUCH, Zdeněk. *Vliv teploty na funkci tlumiče odpružení* [online]. Brno, 2023 [cit. 2023-05-21]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/149786>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí bakalářské práce Ondřej Blaťák.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2023

.....

Zdeněk Munduch

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval panu Ing. Ondřeji Blatákovi, Ph.D. za rady, vedení a trpělivost při zpracování bakalářské práce.

OBSAH

Úvod.....	10
1 Tlumič odpružení	11
1.1 Tlumící charakteristika	12
1.2 Konfigurace tlumiče.....	13
1.3 Forma teleskopického tlumiče.....	15
1.4 Mechanika tekutin.....	16
1.4.1 Kavitace	18
1.5 Mechanické tření	20
1.5.1 Síly působící na píst tlumiče	21
1.6 Ventily.....	22
1.6.1 Diskový ventil	23
1.6.2 Tyčový ventil.....	23
1.6.3 Šoupátkový ventil.....	24
1.6.4 Planžetový ventil	25
1.7 Ventily kompenzující vliv teploty	25
1.8 Energetická bilance.....	26
1.8.1 Teplo dodané soustavě.....	27
1.8.2 Přenos tepla	27
1.8.3 Kondukce	28
1.8.4 Konvekce.....	30
1.8.5 Radiace.....	32
2 Výpočtový model	33
3 Ověření výpočtového modelu.....	35
3.1 Materiály a metody	36
3.2 Postup měření	36
3.3 Výsledky měření.....	37
4 Diskuze.....	43
Závěr	45
Použité informační zdroje.....	46
Seznam použitých zkratk a symbolů	49

ÚVOD

Cílem této bakalářské práce je rešerše v oblasti vlivu teploty na funkci odpružení a analýza množství tepla generovaného tlumičem. Je tedy nutné uvést, jak ke generování tepelné energie uvnitř tlumiče dochází a na jakých faktorech je funkce tlumiče závislá. Dále definovat závislost mezi generovanou tlumící silou, množstvím tepla generovaným tlumičem a teplotou tlumiče. Zásadní je také popsat, jak jsou tlumiče nárůstu teploty uzpůsobeny, a to například vhodnou konstrukcí ventilů. Vzhledem k nárůstu tepelné energie uvnitř tlumiče je také vhodné zahrnout problematiku přenosu tepelné energie uvnitř tlumiče, mezi tlumičem a okolím, a také způsoby ovlivnění velikosti tepelného toku mezi tlumičem a okolím.

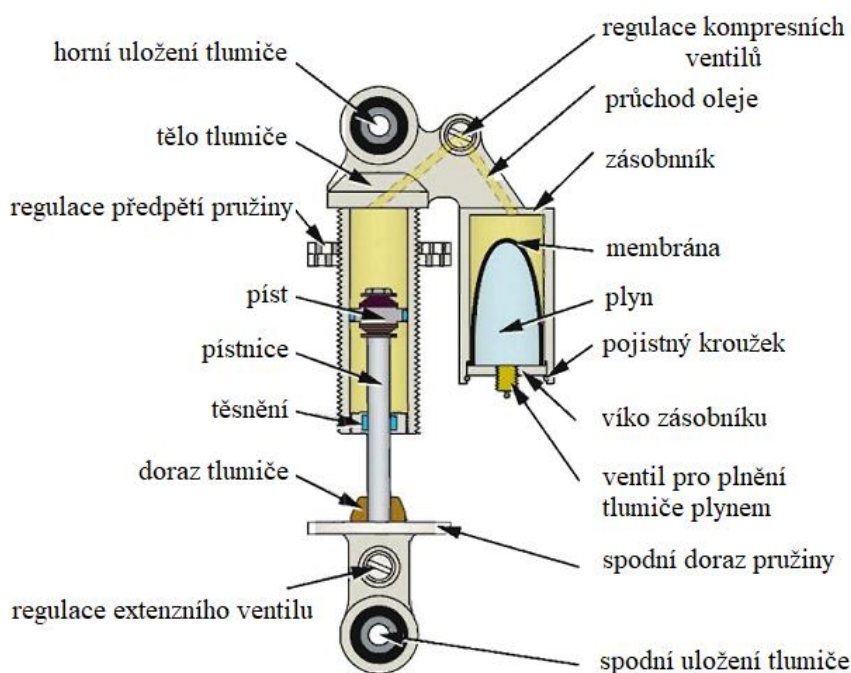
Motivací pro řešení této problematiky je pokles tlumící síly při vyšších teplotách tlumiče a selhávání tlumičů z důvodu vysokých pracovních teplot, kterým jsou tlumiče vystaveny při velkém zatížení, vysoké okolní teplotě a nízké rychlosti vozidla. Této charakteristice se nejvíce přibližují tlumiče vozidel s vysokou hmotností pohybující se po nerovném povrchu, jako jsou například vojenská vozidla nebo nákladní automobily při výkonnostních soutěžích, kterou je například Rallye Dakar. Selháním je myšlen únik oleje nebo poškození těsnících prvků, které vede k výraznému zkrácení životnosti tlumiče a ztrátě tlumící síly.

Součástí práce je zjednodušený výpočtový model, jehož cílem je analyticky vypočítat množství tepla generovaného tlumičem. Je vhodné porovnat jednotlivé přístupy, pomocí kterých je možné teplo generované tlumičem vypočítat. Následně vytvořit analytický model umožňující výpočet generovaného tepla na základě měření teploty na povrchu tlumiče.

Cílem experimentální části je ověření poznatků a principů uvedených v rešeršní části a využitých při vytvoření výpočtového modelu. Vhodný je výpočet využívající rozdílných přístupů výpočtu generovaného tepla pro porovnání vypočtených hodnot. V rámci experimentu také stanovit oblasti tlumiče, ve kterých je generováno největší množství tepla. Zároveň je cílem poukázat na možný alternativní přístup řešení teplotního ovlivnění tlumiče pomocí změny okolních podmínek, ve kterých tlumič pracuje.

1 TLUMIČ ODPRUŽENÍ

Tlumič odpružení je zařízení, jehož funkcí je absorbovat mechanické vibrace a zajišťovat bezpečnost a komfort jízdy ve vozidle [1]. Jeho základní prvky jsou popsány na obrázku 1. Absorbování mechanických vibrací je zavádějící výraz, protože pohybová energie je ve skutečnosti disipována na jinou formu energie [2]. Ať se jedná o starý, třecí typ tlumiče, nebo o moderní hydraulický tlumič, tento základní princip přetrvává [3]. Současně používané tlumiče, jejichž vývoj začal již na počátku 20. století, využívají ke změně energie hydraulického tření v kapalině, namísto původní koncepce, která využívala pouze mechanické tření [2].



Obrázek 1: Základní prvky teleskopického tlumiče ([9], upraveno)

Tlumiči je dodávána pohybová energie v důsledku nerovnosti vozovky, změnou směru jízdy a akcelerací nebo decelerací vozidla [2]. Část dodané energie je disipována na tepelnou energii. Tepelná energie vzniká přečerpáváním kapaliny přes škrťací ventily, které regulují objemový průtok kapaliny a tím i výslednou tlumící sílu [2; 4]. Použitá kapalina je minerální nebo syntetický olej. Minerální oleje jsou levnější a nejčastěji jsou používány u osobních automobilů. [4]. U více zatížených tlumičů jsou používány syntetické oleje, jejichž viskozita v závislosti na teplotě méně kolísá [4].

Část tepelné energie, která v tlumiči vzniká, je odvedena do okolí tlumiče. Když odvod tepla z tlumiče do okolí není dostatečný, teplota oleje vzroste [5]. Růst teploty snižuje viskozitu a hustotu oleje, a tím i tlumící sílu generovanou tlumičem. Problematikou změny tlumící charakteristiky v závislosti na teplotě se zabývají články [4; 6], z nichž je patrné, že kritické nejsou pouze vysoké teploty, ale také nízké teploty pod bodem mrazu, ve kterých musí tlumiče při nízké okolní teplotě pracovat. Hlavní faktory, ovlivňující aktuální teplotu tlumiče, jsou: hmotnost vozidla, rychlost vozidla, nerovnost vozovky a okolní teplota [6]. Z toho vyplývá, že se teplota tlumiče v průběhu jízdy vozidla mění v závislosti na těchto faktorech. Se zhoršujícími podmínkami (nižší rychlost, horší stav vozovky a vyšší okolní teplota) teplota tlumiče výrazně vzroste [6; 7]. Vysoká teplota může poškodit těsnění a způsobit olejové ztráty [8]. Zároveň

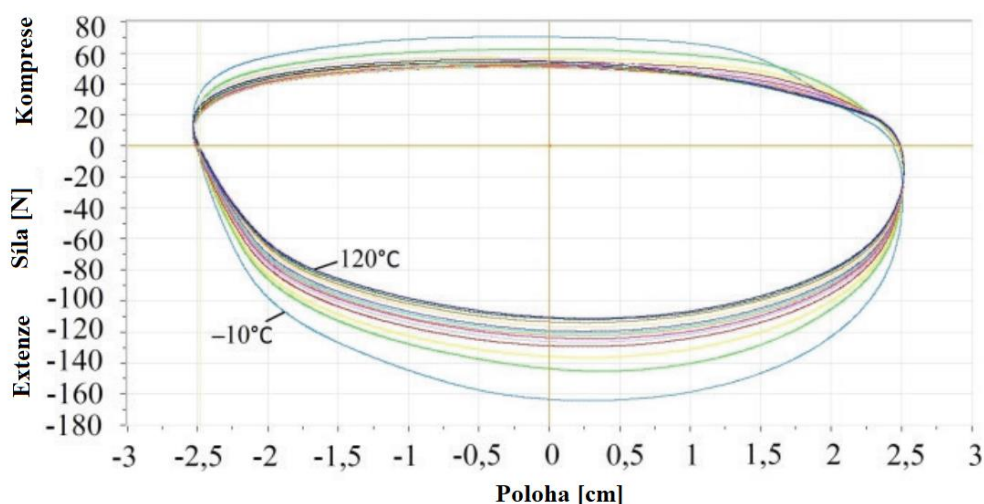
může dojít ke kavitaci oleje, která může poškodit tlumič a má také negativní vliv na jeho funkci [2]. Xin-Cheng Liang a Jing-Shan Zhao [7] dokonce ve své studii uvádí, že je tepelné selhání tlumiče nevyhnutelné, a to bez ohledu na to, jak se optimalizuje konstrukce tlumiče nebo změni vlastnosti použitých materiálů. Poukazují především na vojenská terénní vozidla, která se často pohybují po nepevných cestách nízkou rychlostí a mají vysokou hmotnost, což jsou předpoklady pro vysokou provozní teplotu tlumičů.

1.1 TLUMÍČÍ CHARAKTERISTIKA

Tlumící charakteristika tlumiče definuje velikost generované tlumící síly v závislosti na rychlosti pístu vůči tělu tlumiče. Je značena $F(v)$, síla–rychlost, závisí na průměru pístu a pístnici, a na charakteristice jednotlivých ventilů [2]. Alternativou je závislost $F(x)$, síla–poloha, která je zobrazena na obrázku 2, na kterém je zároveň vidět teplotní ovlivnění generované tlumící síly. S rostoucí teplotou dochází k poklesu velikosti generované tlumící síly. Doplňující faktory ovlivňující velikost generované tlumící síly jsou: [2]

- tlak v komoře s plynem
- hustota a viskozita kapaliny
- tepelná roztažnost kapaliny
- stlačitelnost kapaliny a plynu
- emulgace
- kavitace
- tření mezi pístnicí a těsněním
- tření mezi hlavním pístem a tělem tlumiče

Tlak v komoře s plynem, hustota a viskozita kapaliny, objem kapaliny, kavitace a velikost tření jsou proměnné v závislosti na teplotě tlumiče. Velikost generované tlumící síly je tedy ovlivněna hned několika způsoby, které budou rozebrány v následujících kapitolách.

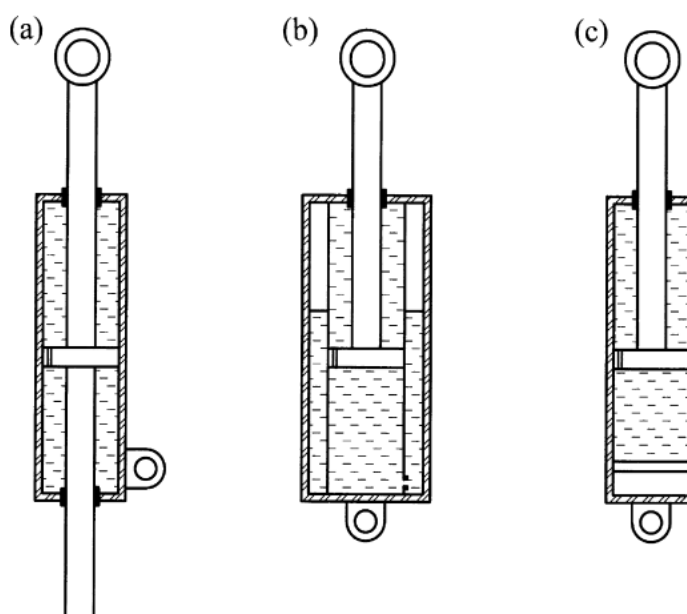


Obrázek 2: Teplotní ovlivnění závislosti generované tlumící síly na poloze pístu vůči tělu tlumiče ([6], upraveno)

1.2 KONFIGURACE TLUMIČE

Nejčastěji využívaným typem je teleskopický tlumič, který má tři základní varianty, jak je zobrazeno na obrázku 3. Objem, který v tlumiči zabírá pístnice, se při kompresi a dekompresi mění až o 10 % [2]. Olej je téměř nestlačitelný, a proto nelze jeho stlačením vyrovnat nárůst objemu pístnice při kompresi. Zároveň je nutné počítat s tepelnou roztažností oleje. Podle způsobu, jakým jsou tlumiče těmito konstrukčním problémům přizpůsobeny, je lze rozdělit na tři varianty: [2]

- jednoplášťový teleskopický tlumič s průchozí pístnicí
- jednoplášťový teleskopický tlumič
- dvouplášťový teleskopický tlumič.

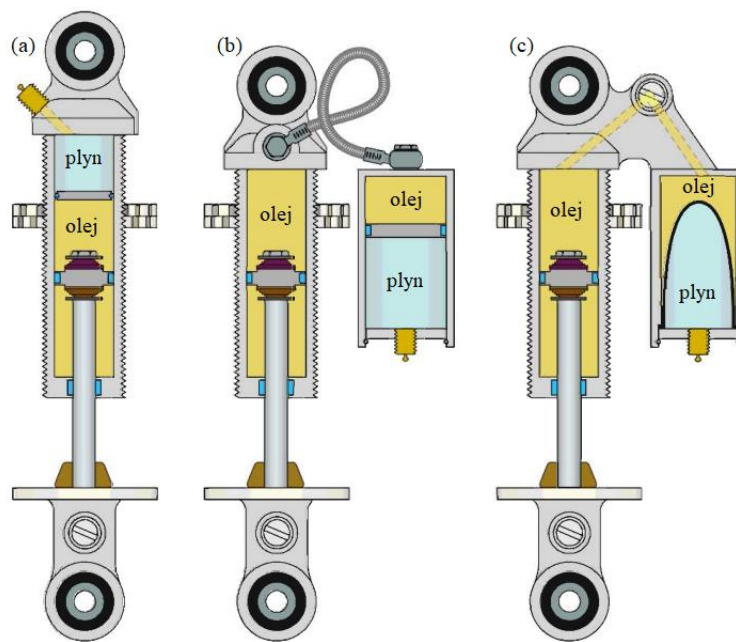


Obrázek 3: Základní typy teleskopického tlumiče: (a) s průchozí pístnicí; (b) dvouplášťový; (c) jednoplášťový [2]

U typu tlumiče s průchozí pístnicí je objem zabíraný pístnicí konstantní. Není ale vyřešen problém s tepelnou roztažností oleje, obě těsnění jsou vystavena velkým tlakům a volně vyčnívající konec je nevhodný pro některé typy uložení tlumiče. V důsledku se tento typ nepoužívá pro tlumení odpružení vozidel, ale jako tlumič řízení. [2]

U dvouplášťového typu je využita dvojice soustředných trubek. Vnější mezikruží obsahuje plyn, který dokáže svým stlačením vyrovnat rostoucí objem pístnice při kompresi. Jako plyn se používá dusík, protože je suchý, levný, inertní a dobře dostupný v tlakových lahvích [9]. Prostor mezi kapalinou a plynem není oddělen, a proto musí být tlumič umístěn ve správné poloze, aby se plyn nedostal do kompresní komory [2; 9]. Promíchání plynu s olejem lze zabránit vnitřní spirálou, která se osadí do vnějšího válce tlumiče [2]. Výhodou tohoto typu je kratší délka a ochrana vnitřního válce před poškozením, což je výhodné u terénních vozidel. Nevýhodou je horší citlivost tlumiče při malých zdvizích, možnost smíchání kapaliny s plynem a horší chlazení [2]. Horší chlazení způsobuje fakt, že je pracovní válec obklopen zásobníkem s plynem, jehož tepelná vodivost je nízká a hustota tepelného toku směrem k okolí tlumiče je z toho důvodu nižší než u jednoplášťového tlumiče. Deep Rasikbhai Patel, Dr Pravin P. Rathod a Prof. Arvind S. Sorathiya [5] ve své studii zkouší prostor s plynem nahradit jinými látkami

(methanolem a terpentýnem) s lepší tepelnou vodivostí a jejich experiment ukazuje, že se hustota tepelného toku skutečně zvýší. Obdobný experiment provedli Jignesh H. Rana, Mr. Ankit K. Patel a Mr. Swastik R. Gajjar [10] ve své studii, kde nahradili prostor s plynem etylenglykolem a propylenglykolem. Při použití etylenglykolu došlo k nárstu hustoty tepelného toku o 52 %. Použití těchto náhrad však vrací problém s vyrovnáním nárstu objemu pístnice při kompresi a tepelné roztažnosti oleje, protože jako náhrada byly použity kapaliny, jejichž stlačitelnost je velmi malá. Experimenty tedy pouze poukazují na danou problematiku horšího chlazení vnitřního válce, ale nahrazení plynu kapalinou není u této konstrukce možné, a způsob řešení lepšího chlazení je nevyužitelný v praxi.



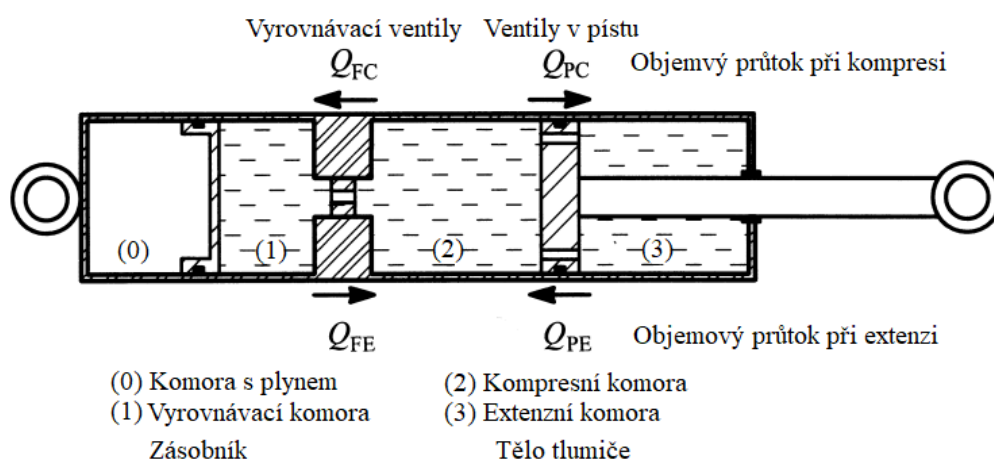
Obrázek 4: Varianty jednoplášťového tlumiče: (a) základní; (b) oddělená nádoba; (c) integrální nádoba ([9], upraveno)

Jednoplášťový tlumič je naplněn olejovou emulzí, nebo je využit plovoucí píst, který odděluje olej od plynu [2]. Na místo plovoucího pístu lze použít membránu, jak je vidět na obrázku 1. Takto lze vykompenzovat tepelnou roztažnost oleje a proměnný objem zabíraný pístnicí. Zároveň je možné zvýšit tlak separovaného plynu, tím změnit tlumicí charakteristiku a oddálit kavitaci oleje [2; 9]. Nevýhodou je větší délka tlumiče [2]. Existují ale další varianty jednoplášťového tlumiče, které jsou vidět na obrázku 4, s integrální či oddělenou nádobou, které umožňují délku tlumiče zredukovat [9]. Verze s integrovanou nádobou zajišťuje lepší chlazení díky většímu celkovému povrchu tlumiče [9]. Zároveň je možné tlumič lépe nastavit, protože lze použít polohovatelné typy kompresních ventilů [9]. Proto je tento typ tlumiče upřednostňován při závodním využití vozidla.

John C. Dixon [2] ve své knize uvádí další typy tlumičů, které jsou současně využívány zcela ojediněle, a proto nejsou v této kapitole zahrnuty.

1.3 FORMA TELESKOPICKÉHO TLUMIČE

Základní forma teleskopického tlumiče, kde je jednoplášťový tlumič doplněn o přepážku s vyrovnávacími ventily, je zobrazena na obrázku 5. Píst a přepážka jsou osazeny dvojicí opačně orientovaných jednocestných ventilů, což umožňuje rozdílný průtok daným místem při kompresi a extenzi tlumiče. Při kompresi je kapalina tlačena z těla tlumiče do zásobníku a objemový průtok je regulován vyrovnávacím ventilem. Objem kapaliny vytlačený přes vyrovnávací ventil se rovná objemu pístnice vtačené do těla tlumiče. Zároveň je kapalina tlačena z kompresní do extenzní komory přes ventil v pístu. Při extenzi je kapalina tlačena ze zásobníku do těla tlumiče, z důvodu zmenšení objemu zabíraným pístnicí. Zároveň je kapalina tlačena z extenzní do kompresní komory. Stejným způsobem pracuje i dvouplášťový tlumič, rozdílem je pouze poloha a tvar jednotlivých komor v prostoru.



Obrázek 5: Základní forma teleskopického tlumiče ([2], upraveno)

Pro výpočet výsledné tlumicí síly generované tlumičem, která bude nezbytná pro vytvoření výpočtového modelu, je nutné tyto závislosti vyjádřit pomocí rovnic. Tyto rovnice platí za předpokladu lineární charakteristiky ventilů. Objem oleje vtačený do vyrovnávací komory při kompresi lze vyjádřit vztahem: [2]

$$\Lambda_{FC} = A_R X_{DC}, \quad (1)$$

kde A_R je průřez pístnice a X_{DC} je změna polohy pístu vůči pracovnímu válci tlumiče.

Objem oleje vtačeného při kompresi do extenzní komory lze vyjádřit vztahem: [2]

$$\Lambda_{PC} = (A_P - A_R) X_{DC} = A_{PA} X_{DC}, \quad (2)$$

kde A_P je plocha pístu a A_{PA} je plocha mezikruží.

Objemový průtok ventily při kompresi lze vyjádřit v závislosti na rychlosti vůči pracovnímu válci V_{DC} rovnicemi: [2]

$$Q_{vFC} = A_R V_{DC} \quad (3)$$

$$Q_{vPC} = A_{PA} V_{DC}, \quad (4)$$

Při extenzi je nutno dosadit rychlost pístu vůči pracovnímu válci při extenzi V_{DE} : [2]

$$Q_{vFE} = A_R V_{DE} \quad (5)$$

$$Q_{vPE} = A_{PA} V_{DE}, \quad (6)$$

Za předpokladu, že jsou tlakové ztráty na ventilech lineární, lze tlakové ztráty na jednotlivých ventilech vyjádřit pomocí rovnic: [2]

$$P_{FC} = k_{FC} Q_{vFC} = k_{FC} A_R V_{DC} \quad (7)$$

$$P_{PC} = k_{PC} Q_{vPC} = k_{PC} A_{PA} V_{DC} \quad (8)$$

$$P_{FE} = k_{FE} Q_{vFE} = k_{FE} A_R V_{DE} \quad (9)$$

$$P_{PE} = k_{PE} Q_{vPE} = k_{PE} A_{PA} V_{DE}, \quad (10)$$

kde součinitele k jsou lineární odpory jednotlivých ventilů.

Tlaky v jednotlivých komorách pak lze vyjádřit takto: [2]

$$P_{CC} = P_G + P_{FC} = P_G + k_{FC} A_R V_{DC} \quad (11)$$

$$P_{EC} = P_{CC} - P_{PC} = P_{CC} - k_{PC} A_{PA} V_{DC}, \quad (12)$$

kde P_{CC} je tlak v kompresní komoře, P_{EC} je tlak v extenzní komoře a P_G je tlak v komoře s plynem.

Tlumící sílu působící na píst tlumiče při kompresi a extenzi lze vyjádřit pomocí rozdílu tlaků mezi jednotlivými komorami: [2]

$$F_{PC} = P_{CC} A_P - P_{EC} A_{AP} \quad (13)$$

$$F_{PE} = P_{EC} A_{AP} - P_{CC} A_{AP} \quad (14)$$

Po úpravě rovnice lze vyjádřit závislost tlumící síly při kompresi na tlakových ztrátách mezi jednotlivými komorami:

$$F_{PC} = P_G A_R + P_{FC} A_R + P_{PC} A_{PA} \quad (15)$$

$$F_{PE} = -P_G A_R - P_{FE} A_R - P_{PE} A_{PA} \quad (16)$$

Záporný výsledek síly při extenzi vyjadřuje opačný směr vektoru síly, která působí na píst.

1.4 MECHANIKA TEKUTIN

Teorie vzniku tlakových ztrát na ventilech vychází ze základů hydrodynamiky. Při stacionárním proudění ideální (nestlačitelné a neviskózní) kapaliny v tíhovém poli Země platí zákon zachování mechanické energie, který pro body na stejné proudnici popisuje Bernoulliho rovnice:

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho u_1^2 + \rho g h_1 = P_2 + \frac{1}{2}\rho u_2^2 + \rho g h_2, \quad (17)$$

kde P je statický tlak v kapalině, ρ je hustota kapaliny a u je rychlost proudění kapaliny, g je gravitační zrychlení a h je vzdálenost od referenční hladiny.

Pro analýzu proudění v tlumiči, lze zanedbat člen $\rho g h$, protože je jeho vliv minimální [2]. Tím získáme rovnici ve tvaru:

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho u_1^2 = P_2 + \frac{1}{2}\rho u_2^2. \quad (18)$$

U reálné kapaliny dochází k vnitřnímu tření a turbulencím, což způsobuje disipaci určitého množství mechanické energie na tepelnou energii. Úbytek mechanické energie se projeví tlakovou ztrátou, a proto je nutno rovnici upravit do tvaru:

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho u_1^2 = P_2 + \frac{1}{2}\rho u_2^2 + \Delta P_{St}, \quad (19)$$

kde ΔP_{St} je tlaková ztráta.

Velikost tlakové ztráty lze vyjádřit v závislosti na dynamickém tlaku pomocí ztrátového součinitele K : [2]

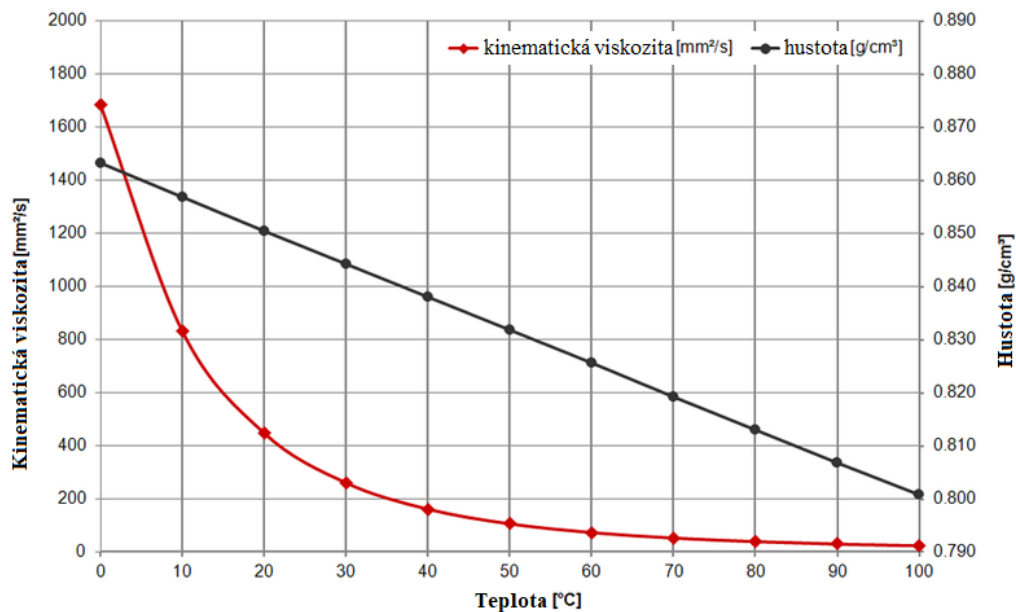
$$\Delta P_{St} = K \frac{1}{2}\rho u^2 \quad (20)$$

Velikost tlakových ztrát v reálné kapalině proudící ventilem, je závislá na hustotě a viskozitě kapaliny, rychlosti a typu proudění, a průřezu ventilu [2]. Hustota i viskozita jsou proměnné v závislosti na teplotě. Proto je velikost tlakových ztrát a generované tlumící síly teplotou ovlivněna. V závislosti na typu konstrukce, je propad generované tlumící síly až o 2 % na jeden stupeň celsia [2]. Na obrázku 6 je vidět, že hustota oleje má v závislosti na teplotě lineární průběh, zatímco viskozita hyperbolický. V teplotním rozsahu, se kterým se při výrobě tlumiče počítá (od -40 do 130°C), je žádoucí, aby byla generovaná tlumící síla více závislá na hustotě kapaliny, než na viskozitě [2]. Toho lze dosáhnout pomocí turbulentního proudění, jehož tlakové ztráty jsou více ovlivněny hustotou kapaliny. Proudění lze rozdělit na laminární a turbulentní. Určující je Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} = \frac{u D}{\nu}, \quad (21)$$

kde D je charakteristický rozměr a μ je dynamická viskozita kapaliny a ν je kinematická viskozita kapaliny.

Pro $Re < 2000$ se jedná o laminární proudění. Pro $Re > 4000$ se jedná o turbulentní proudění. V rozsahu $2000 < Re < 4000$ se může vyskytovat jak laminární, tak i turbulentní proudění. [2]

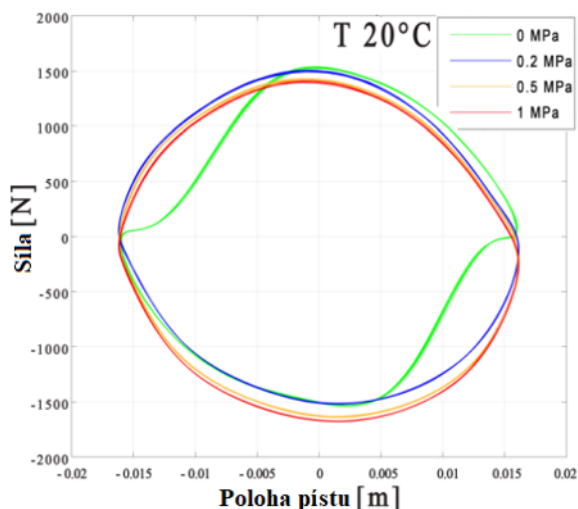


Obrázek 6: Závislost kinematické viskozity a hustoty na teplotě (olej SAE 10W-60) ([23], upraveno)

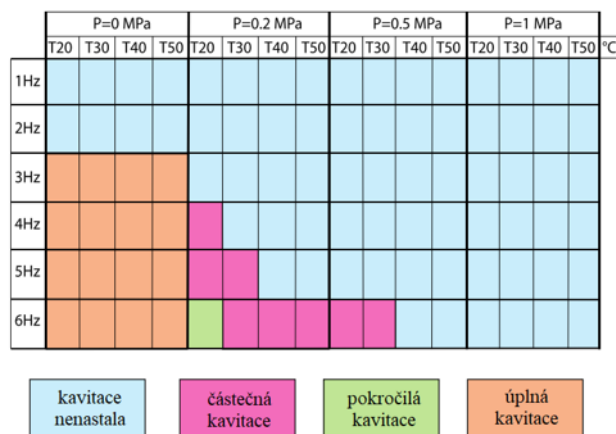
1.4.1 KAVITACE

Při zmenšení průměru potrubí, ve kterém proudí kapalina, dojde v zúžené části k nárstu rychlosti a poklesu tlaku proudící kapaliny. To vyplývá z Bernoulliho rovnice (16), aby platil zákon zachování energie. Snížením tlaku dojde ke snížení teploty varu kapaliny. Kavitace je negativní jev, který nastane, pokud snížení tlaku způsobí pokles teploty varu pod aktuální teplotu kapaliny [11; 12]. Když se bubliny dostanou do oblasti vyššího tlaku, který odpovídá kapalnému skupenství kapaliny, zkolabují. Imploze kavitačních dutin je nebezpečná pro stěny obtékaného profilu. Důsledkem implozí jsou třaskavé zvuky, lokální nárůst teploty a rázové vlny, které způsobují erozi okolních materiálů [12; 11]. Kavitace je tedy nebezpečná z hlediska poškození povrchu ventilů, pístu a samotného tlumiče. Na obrázku 7 je vidět, že na tlumící charakteristice tlumiče se kavitace projeví výrazným poklesem generované tlumící síly (zelená křivka), a proto je nutné tomuto jevu předcházet. Způsob, jakým lze kavitaci zabránit je celkovým přetlakováním tlumiče, pomocí změny tlaku plynu v komoře s plynem [2].

Na obrázku 8 je vidět, že s rostoucí teplotou tlumiče ke kavitaci nedochází, což je přesný opak závěru, který vychází z předchozího odstavce. S rostoucí teplotou totiž roste celkový tlak v tlumiči v důsledku tepelné roztažnosti oleje. Vyšší tlak pak zvyšuje teplotu varu oleje, za které by ke kavitaci docházelo. Morettini G., Bartolini N., Astolfi D., Scappaticci L., Becchetti M. a Castellani F. [13], z jejichž studie obrázek 8 pochází, pracovali v rozsahu od 20 do 50°C, což není plný rozsah teplot, ve kterých tlumič pracuje v praxi. Měření, ze kterých obrázek 8 vychází, byla provedena za konstantní frekvence generované dynamometrem. Tlumící síla, generovaná tlumičem tedy neměla vliv na rychlost pístu, vůči tělu tlumiče. V praxi by však z důvodu vyšší teploty došlo k poklesu tlumící síly, což by ovlivnilo rychlost pístu vůči tělu tlumiče a přítomnost kavitace tak nelze vyvrátit pouze na základě tohoto experimentu.



Obrázek 7: Charakteristická křivka ([13], upraveno)



Obrázek 8: Souhrnný přehled vzniku kavitace ([13], upraveno)

Rychlost, kterou se píst může pohybovat vůči tělu tlumiče, aniž by nedošlo ke kavitaci oleje, je omezena. Na obrázku 8 je vidět, že při navýšení frekvence, tedy i maximální rychlosti, došlo za stejného tlaku a teploty oleje ke kavitaci oleje. John C. Dixon [2] ve své knize uvádí rovnice (22–25), k výpočtu maximální rychlosti pístu, důsledně generované tlumící síly a maximálním tlakovým ztrátám na ventilech, aniž by kavitace nenastala. Tyto rovnice platí za předpokladu lineární charakteristiky ventilů. Pro přetlakovaný jednoplášťový tlumič vyjadřuje maximální rychlost při kompresi takto: [2]

$$v_{DCmax} = \frac{P_G}{k_{PC} A_{PA}}, \quad (22)$$

kde k_{PC} je odpor ventilu v pístu při kompresi.

Maximální generovaná tlumící síla je vyjádřena takto: [2]

$$F_{DCmax} = P_G A_P \quad (23)$$

U dvouplášťového tlumiče je pro zabránění kavitace při kompresi zásadní, aby tlaková ztráta na kompresním vyrovnávacím ventilu byla větší než na ventilu v pístu: [2]

$$k_{FC} > \frac{A_{PA}}{A_R} k_{PC}, \quad (24)$$

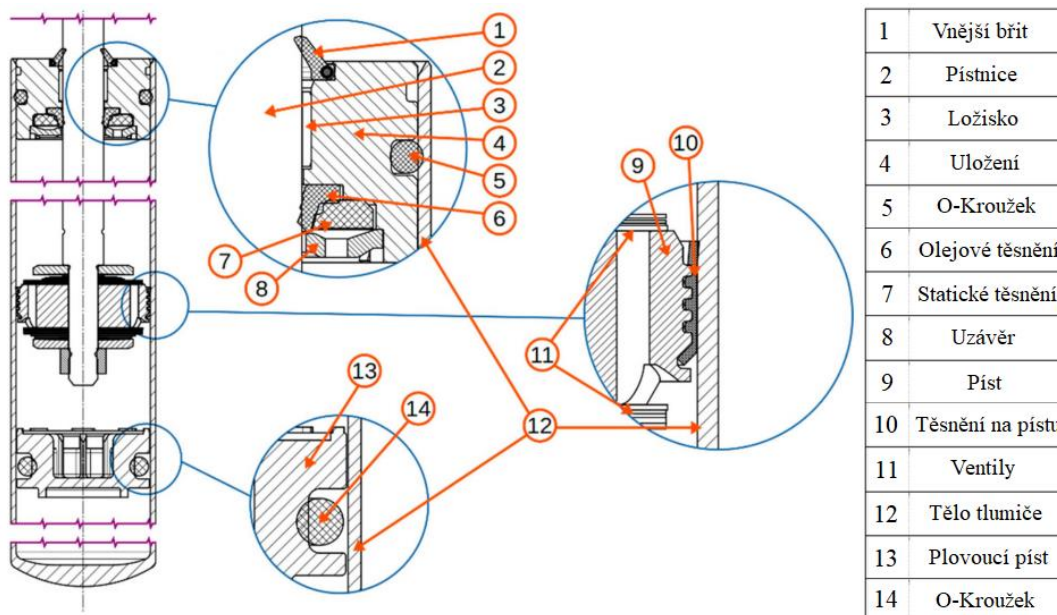
kde k_{FC} je odpor vyrovnávacího ventilu při kompresi.

U dvouplášťového tlumiče může dojít ke kavitaci i během extenze v kompresní komoře, proto je zásadní, aby tlak v kompresní komoře neklesl pod hodnotu tlaku, při kterém by kavitace nastala. To lze vyjádřit rovnicí: [2]

$$k_{FE} A_R V_{DE} < P_G - P_{varu} \quad (25)$$

1.5 MECHANICKÉ TŘENÍ

Mechanickému tření se z hlediska konstrukce tlumiče nelze z důvodu využití těsnících prvků a vodících pouzder vyhnout. Způsobuje nárůst celkového tření o 10–20 % v závislosti na tlaku v tlumiči [2]. Místa, kde k mechanickému tření dochází, jsou detailně vyobrazena včetně popisu na obrázku 9. Jedná se o běžný jednoplášťový tlumič učený pro použití na zadní automobilové nápravě [14]. Zatímco velikost hydraulického tření je úměrná rychlosti proudění a při nulové rychlosti pístu je nulová, mechanické tření je maximální při nulové rychlosti a pro rozpohybování soustavy je nutné překročit statickou hodnotu mechanického tření, která je větší než jeho dynamická hodnota [14]. Pokud síla působící na tlumič není dostatečná a statické tření není překonáno, nedochází ke tlumení, ale přenosu síly přes tlumič. To má negativní vliv na jízdní komfort a chování vozidla [14]. S rostoucí rychlostí pohybu pístu však nedochází k nárůstu mechanického tření, a tak se jeho příspěvek k celkové tlumicí síle zmenšuje.



Obrázek 9: Detailní zobrazení třecích bodů jednoplášťového tlumiče ([14], upraveno)

Velikost mechanického tření v jednotlivých bodech závisí na typu použitého těsnění, geometrii, vlastnosti materiálu styčných ploch, tlaku v tlumiči, provozních podmínkách a radiálních silách způsobených uložením tlumiče v nápravě [2; 14]. Už z množství těchto proměnných lze vidět složitost výpočtu celkového mechanického tření v tlumiči, který nelze řešit analytickou metodou. Cílem tedy není určit přesnou velikost mechanického tření, ale pouze hodnotu s dostatečně malou odchylkou. Výpočtové modely tření jsou založeny na experimentálních poznacích a využívají metody konečných prvků. Například Ludwig Herzog a Klaus Augsburg [14; 15] ve své studii navrhují novou metodu vyšetřování tření, která je schopna určit mechanické tření součástí se třemi třecími body, bez nutnosti rozsáhlého testování na prototypch. Odchylku této metody hodnotí jako přijatelnou a dostatečně malou.

Třecí bod mezi plovoucím pístem odděluje olej od zásobníku s plynem a není součástí všech konfigurací tlumičů. Zároveň lze plovoucí píst nahradit membránou, která plní stejnou funkci a vzniku mechanického těsnění předchází. Membrána v tlumiči je vidět na obrázku 1.

Analýzu třecího bodu mezi pístem a pracovním válcem popisuje John C. Dixon [2] ve své knize. Třecí bod funguje zároveň jako opora proti radiálním silám působící na tlumič. Velikost radiálních sil je ovlivněna typem nápravy. U zavěšení typu McPherson je horní příčný nosník nahrazen tlumičem, který tak přenáší i ohybový moment [16]. Radiální síla působící na tlumič je proto zásadně větší a při závodním použití vozidla musí být konfigurace tlumiče upravena [16]. Pro zjednodušení výpočtu je nutný předpoklad, že za shodného tlaku na obou stranách pístu, je tření nulové. Rozdíl tlaků dá za vznik normálové síle, kterou je těsnění tlačeno k pracovnímu válci a vzniká tak tření. Velikost třecí plochy je $A_S = \pi D_P L_S$, kde D_P je průměr pracovního válce a L_S je axiální délka styčné plochy. Pokud platí vztah $P_{EC} > P_{CC}$, pak je normálová síla rovna: [2]

$$F_N = \frac{1}{2} A_S (P_{EC} - P_{CC}) \quad (26)$$

Zde dochází ke značnému zjednodušení problematiky, dosazením součinitele tření μ_M , kterým nelze zohlednit všechny faktory, které tření v daný okamžik ovlivňují. Třecí síla mezi pístem a pracovním válcem je poté vyjádřena jako: [2]

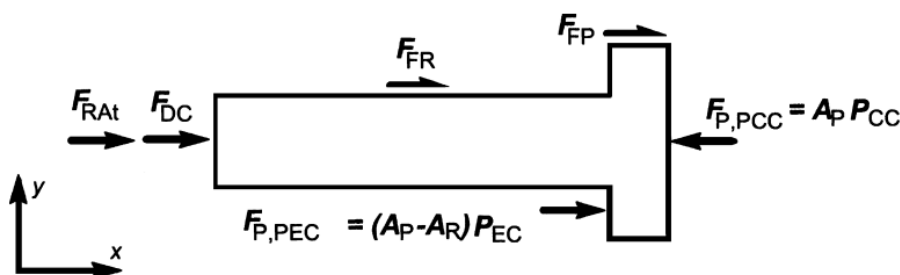
$$F_{FP} = \mu_M F_N = \frac{1}{2} \mu_M \pi D_P L_S (P_{EC} - P_{CC}) \quad (27)$$

Posledním bodem je sestava vedení a třecích bodů na pístnici, která se skládá s radiálně předepjatého těsnění, které zabraňuje olejovým ztrátám a vnějšího břítu, který zabraňuje vniku nečistot do prostoru tlumiče, jak je vidět na obrázku 9.

Teplotní vliv na velikost třecí síly je spojen nárůstem tlaku v tlumiči, který nastane vlivem vyšší teploty tlumiče. Normálová síla těsnění na pístu tlumiče a na pístnici je ovlivněna tlakem v tlumiči, a proto lze v těchto třecích bodech očekávat nárůst třecí síly s růstem teploty.

1.5.1 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA PÍST TLUMIČE

Souhrn všech axiálních sil, které na píst a pístnici působí je zobrazen na obrázku 10, kde F_{DC} je mechanická síla dodávaná tlumiči, $F_{P,PCC}$ je síla působící na píst v důsledku tlaku v kompresní komoře, $F_{P,PEC}$ je síla působící na píst v důsledku tlaku v extenzní komoře, F_{FP} je třecí síla na pístu, F_{FR} je třecí síla na pístnici, F_{RAT} je síla působící na pístnici v důsledku atmosférického tlaku. Sílu F_{RAT} je zanedbána v případě, že jsou hodnoty tlaků uvnitř tlumiče uváděny jako přetlak.



Obrázek 10: Síly působící na píst s pístnicí během komprese [2]

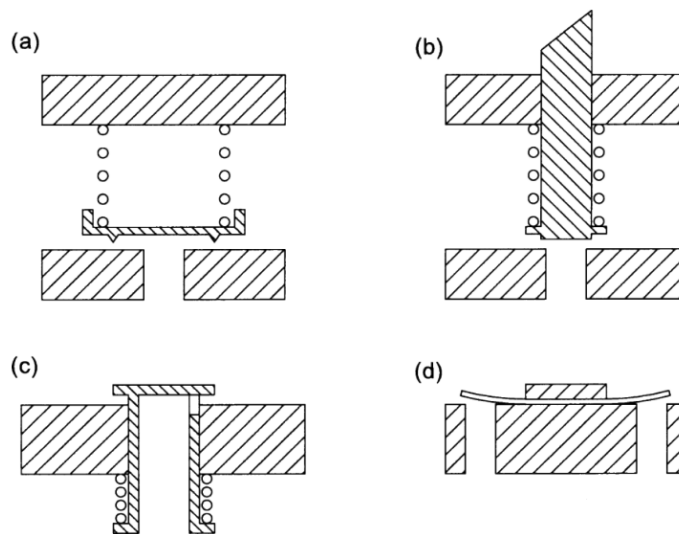
Sumu sil v ose x pak lze vyjádřit: [2]

$$\sum F_x = F_{DC} + F_{Rat} + F_{P,PEC} + F_{FR} + F_{FP} - F_{P,PCC} \approx 0 \quad (28)$$

V klidové fázi, kdy je síla F_{DC} konstanta, jsou třecí síly nulové. Velikost síly $F_{P,PCC}$ je větší než $F_{P,PEC}$, protože tlak v kompresní i extenzní komoře je stejný, ale plocha, na kterou tlak působí je v extenzní komoře menší (část plochy zabírá pístnice). S rostoucí teplotou tlumiče roste i tlak v tlumiči. V důsledku toho roste velikost výsledné tlakové síly působící na píst, způsobené rozdílnou plochou působení tlaku, a směřující v záporném směru osy x . Nárůst síly způsobí změnu světlé výšky vozidla, která je mimo tohoto faktoru ovlivněna vahou vozidla, tuhostí pružin a jejich předpětím.

1.6 VENTILY

Ventil je mechanické zařízení redukující průtok tekutiny, v případě tlumiče kapaliny. Při pohybu pístu vzniká v daných komorách tlak, jehož důsledkem kapalina protéká ventily. Odpor ventilu vůči objemovému průtoku způsobuje tlakový rozdíl mezi komorami, které daný ventil odděluje. Ventil lze charakterizovat závislostí $P(Q)$, tlak–objemový průtok [2]. Tlaková ztráta na ventilu způsobuje tlumící sílu, působící proti pohybu pístu tlumiče. Proto je závislost $F(v)$, síla–rychlost, charakterizující tlumič, úzce spojena s $P(Q)$ charakteristikou ventilů [2].



Obrázek 11: Základní typy ventilů: (a) diskový, (b) tyčový, (c) šoupátkový, (d) planžetový [2]

Problematika změny tlumící charakteristiky v závislosti na teplotě již byla zmíněna v kapitole 1.4. Řešením je použití ventilů, které budou způsobovat turbulentní proudění kapaliny v tlumiči, tudíž bude velikost tlakové ztráty více ovlivněna hustotou kapaliny [2]. Toto řešení však přináší nový problém, protože rychlost je ve vzorci pro výpočet velikosti tlakové ztráty z dynamické složky tlaku umocněna na druhou, jak je vidět v rovnici (19). Z toho důvodu není možné dosáhnout lineárních tlakových ztrát při konstantním průměru potrubí (ventilu), jako je tomu u laminárního proudění [2]. Proto většina hydraulických tlumičů využívá ventily, které mají proměnnou plochu otvorů v závislosti na tlaku [3]. Pomocí pružin s různou tuhostí a předpětím lze ovlivňovat velikost průtočné plochy ventilu v závislosti na síle, kterou na ventil působí kapalina. V kompletním ventilu se obvykle proměnná složka ventilu kombinuje s trvalým otvorem, který zajišťuje průtok určitého množství kapaliny při plném zavření proměnné složky [2; 9]. Tím je zajištěn průtok ventilem při nízkém tlaku. Omezená plocha

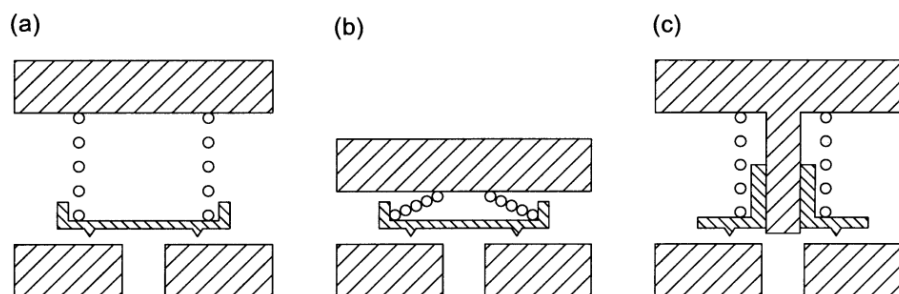
otvoru při maximálním otevření ventilu reguluje průtok při vysokém tlaku. Kombinací různých velikostí trvalých a proměnných otvorů a změnou velikosti průtočné plochy v závislosti na tlaku lze dosáhnout, nebo se alespoň přiblížit požadované tlumicí charakteristice kompletního ventilu [2; 9].

Ventily lze podle konstrukčního uspořádání rozdělit na čtyři varianty, které jsou zobrazeny na obrázku 11: [2]

- diskový ventil
- tyčový ventil
- šoupátkový ventil
- planžetový ventil

1.6.1 DISKOVÝ VENTIL

Diskový typ ventilu je tvořen diskem a pružinou, která udržuje ventil zavřený, dokud není dosaženo dostatečného tlaku. Pružinu je možné předejpnout a volit různou tuhost, čímž lze charakteristiku daného ventilu ovlivnit. Obecně je však obtížné dosáhnout progresivního tlumení a požadované tlumicí křivky, protože i malý zdvih ventilu způsobí velký nárůst průtočné plochy [2]. Průtočná plocha je dána součinem obvodu těsnění a výškou zdvihu ventilu [2]. Na obrázku 12 jsou znázorněny různé varianty diskových ventilů. Varianta s vinutou pružinou umožňuje nižší zástavbu ventilu, která může být u standartního typu omezující. Varianta se středním vedením pak zabráňuje asymetrickým vychýlkám ventilu, zároveň přítomnost vodící osy zmenšuje nárůst průtočné plochy při vychýlení ventilu.

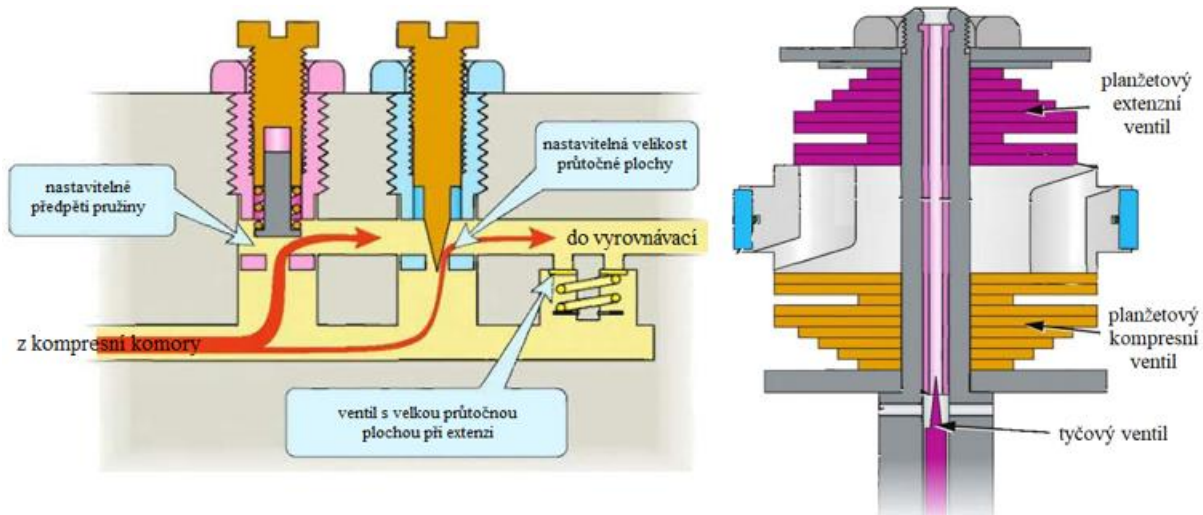


Obrázek 12: Diskové ventily: (a) se spirálovou pružinou, (b) s vinutou pružinou, (c) se středním vedením [2]

1.6.2 TYČOVÝ VENTIL

Dosáhnout progresivní charakteristiky tlumení lze pomocí tyčového ventilu [2; 9]. Nárůst průtočné plochy při vychýlení ventilu je totiž značně menší než u diskového ventilu z důvodu menšího obvodu těsnicí plochy. Progresivita tlumení je ale zachována jen do určitého zdvihu ventilu $h_v = \pi R_v^2 / 2\pi R_v = R_v / 2$, kdy se výstupní průtočná plocha rovná ploše otvoru [2]. Tyč, kterou je ventil tvořen může být zakončena kolmou plochou, nebo kuželem. Kuželové zakončení umožňuje větší tlumení i při větší vychýlce ventilu [2]. V praxi se tyčový ventil kombinuje i s jinými typy ventilů. Na obrázku 13 je zobrazena kombinace dvou tyčových ventilů, která je vhodná pro kompresní vyrovnávací ventil. Tyčový ventil s kuželovým zakončením zde plní funkci nastavitelného trvalého otvoru bez pružiny, který reguluje průtok

kapaliny, při nízkých rychlostech pístu. Při vyšší rychlosti pístu tlak vychýlí druhý tyčový ventil, čímž dojde k nárůstu průtočné plochy. Extenzní ventil je diskový, aby byl zaručen dostatečný průtok ventilem. Druhou možností je kombinace s planžetovým typem ventilu, která je vhodná pro ventil v pístu, jak je vidět na obrázku 14.



Obrázek 13: Vyrovnávací ventily ([9], upraveno) Obrázek 14: Ventily v pístu ([9], upraveno)

1.6.3 ŠOUPÁTKOVÝ VENTIL

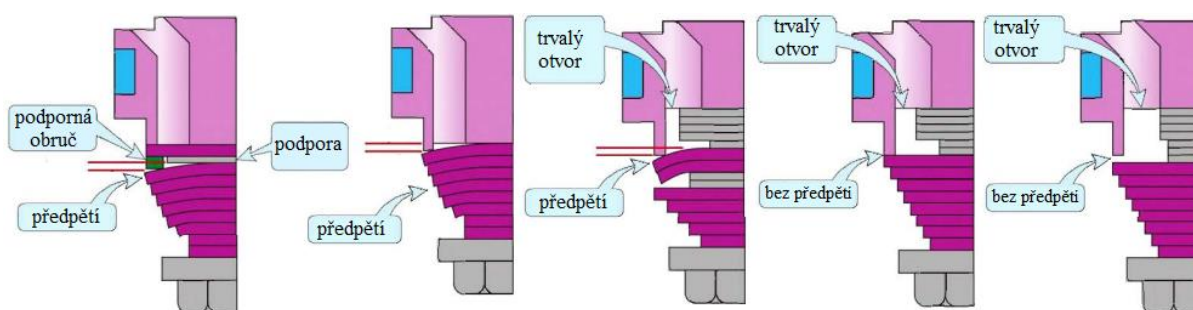
Konstrukce šoupátkového ventilu je obdobná diskovému ventilu. Rozdílem je směr výstupního průtoku, který je v axiálním směru vzhledem k ose pohybu ventilu [2]. Pohyblivá část pístu je obklopena vnějším válcem, ve kterém jsou otvory, jak je vidět na obrázku 15. Různými tvary, velikostí a počtem otvorů lze dosáhnout libovolné charakteristiky daného ventilu [17; 2]. S rostoucím množstvím a přesností otvorů však rostou náklady na výrobu ventilu [2]. Firma Multimatic vyrábí šoupátkový typ ventilů s označením DSSV, které jsou mimo jiné využívány ve Formuli 1, protože jsou předvídatelnější a konzistentnější než ostatní typy ventilů [18]. Nevýhoda šoupátkového ventilu je obtížná změna charakteristiky, firma Multimatic uvádí tento typ ventilů jako nenastavitelný [18].



Obrázek 15: Šoupátkový ventil DSSV [17]

1.6.4 PLANŽETOVÝ VENTIL

Planžetový ventil je tvořen soustavou planžet o různé tloušťce a délce uskupených do jedné nebo více skupin oddělených podporami a funguje jako ohybová pružina, redukující velikost průtočné plochy svým ohybem. Tlak v kapalině vytváří na planžetách ohybový moment, který při dostatečné velikosti vychýlí pružinu a tím zvětší průtočnou plochu. Charakteristiku ventilu lze změnit přidáním, či odebráním množství planžet [9]. Zároveň je možné měnit jejich uskupení, délku, výšku a předpětí. Pro lepší představu jsou příklady možného uskupení využíváné v praxi zobrazeny na obrázku 16. Planžety jsou odolné proti rovnoměrnému zakřivení po celém obvodu, a proto dochází k rovinným ohybům po obvodu planžety [2]. Množství ohybů je ovlivněno velikostí podpory pod planžetou a musí být sladěno s množstvím a umístěním průtočných otvorů uvnitř ventilu [2]. Výhodou tohoto typu je snadná změna charakteristiky ventilu a její konzistentnost [2]. Z toho důvodu se často využívají u osobních automobilů, a to i pro závodní využití. Změna charakteristiky však vyžaduje demontáž tlumiče.



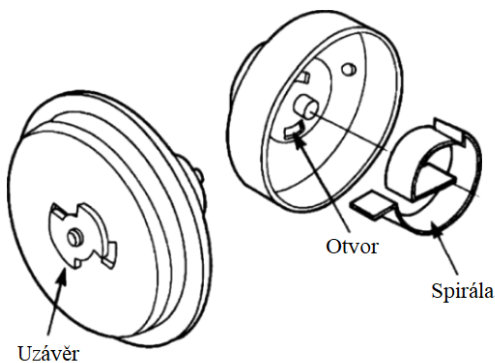
Obrázek 16: Varianty uskupení planžetových ventilů ([9], upraveno)

1.7 VENTILY KOMPENZUJÍCÍ VLIV TEPLoty

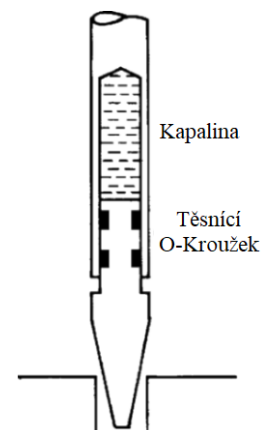
Přestože je vliv teploty na tlumící charakteristiku zredukován vhodnou konstrukcí ventilu, stejně dochází k poklesu generované síly s rostoucí teplotou, a proto má smysl se dále tímto problémem zabývat. Vhodnou konstrukcí ventilu lze změnu velikosti zmenšit až na 20% pokles tlumící síly na sto stupňů celsia [2]. Pro dosažení ještě menší závislosti na teplotě lze využít ventily kompenzující vliv teploty. Tyto typy ventilů využívají tepelné roztažnosti materiálů a kapalin, a dokážou díky tomu měnit velikost průtočné plochy v závislosti na teplotě. Podle principu, který daný typ využívá je lze rozdělit do skupin: [2]

- podélná expanze
- ohyb pásu z dvojice materiálů
- objemová roztažnost kapaliny

Na obrázku 17 je zobrazen bimetalový pásek, který v důsledku teplotní změny působí kroutícím momentem na uzávěrku, a tak mění průtočnou plochu ventilem. Na obrázku 18 je znázorněn upravený tyčový typ ventilu. Objemová roztažnost kapaliny uvnitř ventilu pohybuje spodní částí ventilu a tím mění průtočnou plochu ventilem. S rostoucí teplotou tak dochází ke zmenšení průtočné plochy, čímž dojde k nárůstu generované tlumící síly. V praxi se však ventily kompenzující vliv teploty příliš nepoužívají [6]. Kompenzace teploty ventilem s vhodnou konstrukcí je totiž pro běžné použití dostatečná a využití těchto typů, které přináší dodatečnou možnost kompenzace, ale zároveň větší komplikovanost a cenu ventilu, tak není časté.



Obrázek 17: Bimetalová spirála měnící průtočnou plochu ventilu ([2], upraveno)



Obrázek 18: Využití teplotní roztažnosti kapaliny ([2], upraveno)

1.8 ENERGETICKÁ BILANCE

Povrchem tlumiče neprochází hmotnost, a proto lze prostor uvnitř tlumiče považovat za uzavřenou termodynamickou soustavu, kde kontrolní plochu představuje vnější povrch tlumiče [19]. Energetickou bilanci soustavy lze popsat rovnicí: [19]

$$\Delta E_S = E_i - E_e, \quad (29)$$

kde ΔE_S je změna energie soustavy, E_i je energie dodaná soustavě a E_e je energie odevzdaná do okolí.

Soustavě je dodávána pohybová energie, která koná práci na pístu tlumiče. Část energie je v soustavě disipována na teplo. Teplo je v soustavě dodáváno kapalině, tělu tlumiče, plynu a zároveň dochází k přenosu tepla mezi soustavou a okolím [8; 7]. To lze vyjádřit rovnicí: [8]

$$A = Q_b + Q_f + Q_a + Q_o, \quad (30)$$

kde A práce vykonaná tlumičem, Q_b je teplo dodané tělu tlumiče, Q_f je teplo dodané kapalině, Q_a je teplo dodané plynu a Q_o je teplo odvedené do okolí. Změna energie soustavy je tedy rovna tepelné energii dodané kapalině a tělu tlumiče $\Delta E_S = Q_b + Q_f + Q_a$.

Změna vnitřní energie soustavy dU je popsána první formou prvního zákona termodynamiky:

$$\delta Q = dU + \delta A \quad (31)$$

$$dU = \delta Q - \delta A \quad (32)$$

Po derivaci rovnice podle času vznikne závislost změny vnitřní energie na tlumícím výkonu \dot{A} a tepelným tokem \dot{Q} mezi soustavou a okolím:

$$\frac{dU}{d\tau} = \dot{Q} - \dot{A} \quad (33)$$

Vnitřní energii lze vyjádřit také v závislosti na hmotnosti m , měrné tepelné kapacitě za konstantního objemu c_v a změně teploty soustavy: [20]

$$\frac{dU}{d\tau} = mc_v \frac{\delta T}{\delta \tau} \quad (34)$$

Z rovnice je patrný nárůst teploty soustavy v důsledku nárůstu vnitřní energie.

1.8.1 TEPLO DODANÉ SOUSTAVĚ

Množství tepla dodaného soustavě je rovno mechanické práci vykonané tlumičem. Mechanickou práci vykonanou tlumičem lze vyjádřit v závislosti na generované tlumící síle a změně polohy pístu vůči tělu tlumiče: [8]

$$A = \int_0^{x_r} F_D dx_r, \quad (35)$$

kde F_D je tlumící síla a x_r je relativní změna polohy pístu vůči tělu tlumiče.

Tlumící výkon závisí na velikosti tlumící síly a na rychlosti pohybu pístu: [21]

$$\dot{A} = F_D v, \quad (36)$$

kde v je relativní rychlost mezi pístem a tělem tlumiče.

Alternativou je výpočet množství energie z tlakových ztrát, mezi jednotlivými komorami tlumiče a objemového průtoku přes ventily pomocí vztahu $\dot{A} = P * Q$, kde P je součet tlakových ztrát na ventilech a Q je objemový průtok přes ventily [2]. Při této úvaze je však započítána pouze energie dodaná systému v důsledku hydraulického tření a je zanedbána energie, která je do systému dodávána mechanickým třením. [2] Tyto dva přístupy je možné zkombinovat, protože z velikosti tlakových ztrát na jednotlivých ventilech lze dopočítat velikost tlumící síly na základě rovnic (15) a (16).

1.8.2 PŘENOS TEPLA

K přenosu tepla dochází třemi způsoby: prouděním (konvekci), vedením (kondukcí) a zářením (radiací). Mezi soustavou a okolím je teplo přenášeno primárně konvekci [8]. Ke generování tepelné energie dochází v kapalině (oleji), která protéká ventily a jednotlivými komorami tlumiče. Zároveň všechna třecí místa v tlumiči, kde dochází k uvolňování tepelné energie, jsou v přímém kontaktu s kapalinou. Rozdílné teploty mezi kapalinou, stěnou tlumiče, plynem a okolím dají za vznik tepelnému toku. Velikost tepelného toku závisí na tepelné vodivosti jednotlivých látek a přestupem tepla mezi kapalinou a stěnou tlumiče, a dále mezi stěnou tlumiče a okolím. Velikost teploty kapaliny je proměnná v čase, a proto se jedná o nestacionární úlohu [20]. Zároveň dochází k proudění kapaliny vlivem pohybu pístu, takže mezi kapalinou a stěnou válce dochází k nucené konvenci. Protože se jedná o komplexní nestacionární úlohu a cílem práce je vytvořit analytický 1D model, bude muset dojít ke značnému zjednodušení problematiky.

1.8.3 KONDUKCE

Nejprve je vhodné vyjádřit přenos tepla elementárního prvku stacionární soustavy a následně uvedené vzorce rozšířit pro celou soustavu. Přenos tepla vedením pro kartézský souřadnicový systém je odvozen z Fourierova zákona termodynamiky, pro lepší pochopení rovnic (37–41) je zobrazen na obrázku 19, a pro elementární prvek lze teplo přivedené do elementu vyjádřit: [20]

$$dQ_x + dQ_y + dQ_z, \quad (37)$$

kde $dQ_x = \left(-\lambda \frac{\delta T}{\delta x}\right) dydzd\tau$. Dalším faktorem komplikujícím výpočet je součinitel tepelné vodivosti λ , jehož hodnota je pro kapaliny a pevné látky funkcí teploty, která je u tlumiče proměnná v čase. Teplo odvedené z elementu lze vyjádřit jako: [20]

$$dQ_{x+dx} + dQ_{y+dy} + dQ_{z+dz}, \quad (38)$$

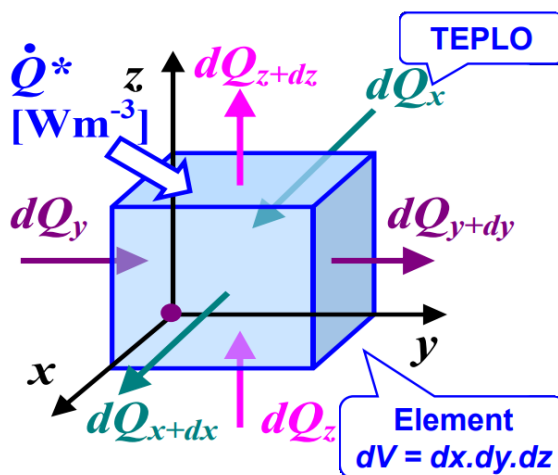
kde $dQ_{x+dx} = dQ_x + \frac{\delta}{\delta x}(dQ_x)dx$.

Teplo, které ve směru x v elementu v důsledku vedení tepla zůstane lze vyjádřit jako: [20]

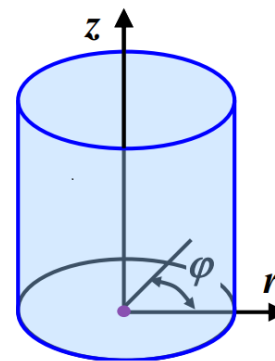
$$dQ_x - dQ_{x+dx} = -\frac{\delta}{\delta x}(dQ_x)dx = -\frac{\delta}{\delta x}\left(\lambda \frac{\delta T}{\delta x}\right) dx dy dz d\tau, \quad (39)$$

Stejným způsobem lze vyjádřit rovnice ve směru x a y . Celkové teplo, které v elementu v důsledku vedení zůstane pak lze vyjádřit jako: [20]

$$dQ_1 = \left[\frac{\delta}{\delta x}\left(\lambda \frac{\delta T}{\delta x}\right) + \frac{\delta}{\delta y}\left(\lambda \frac{\delta T}{\delta y}\right) + \frac{\delta}{\delta z}\left(\lambda \frac{\delta T}{\delta z}\right)\right] dx dy dz d\tau \quad (40)$$



Obrázek 19: Přenos tepla elementárního prvku [20]



Obrázek 20: Cylindrický souřadnicový systém [20]

K celkovému množství tepla, které v elementu zůstává je nutné přičíst teplo generované v důsledku vnitřních zdrojů \dot{Q}^* : [20; 7]

$$dQ_2 = \dot{Q}^* dx dy dz d\tau \quad (41)$$

Teplu, které v elementárním prvku zůstane způsobí nárůst vnitřní energie elementárního prvku, což vyplývá z prvního zákona termodynamiky za předpokladu, že soustava nekoná objemovou práci:

$$\delta Q = dU + \delta A = \delta A + 0 \Rightarrow \delta Q = dU \quad (42)$$

$$\delta Q = \delta Q_1 + \delta Q_2 = dU \quad (43)$$

$$dU = mc_v T = \rho c_v \frac{dT}{d\tau} dx dy dz d\tau, \quad (44)$$

Po dosazení do rovnice (43) a pokrácení členů $dx dy dz d\tau$ vznikne výsledná parciální diferenciální rovnice vedení tepla elementárním prvkem: [20]

$$\frac{\delta}{\delta x} \left(\lambda \frac{\delta T}{\delta x} \right) + \frac{\delta}{\delta y} \left(\lambda \frac{\delta T}{\delta y} \right) + \frac{\delta}{\delta z} \left(\lambda \frac{\delta T}{\delta z} \right) + \dot{Q}^* = \rho c_v \frac{dT}{d\tau} \quad (45)$$

Vzhledem k válcovému tvaru tlumiče je rovnici vhodné převést do cylindrického souřadnicového systému, jehož souřadnice jsou zobrazeny na obrázku 20, do tvaru: [20]

$$\lambda \left(\frac{\delta^2 T}{\delta r^2} + \frac{1}{r} \frac{\delta T}{\delta r} + \frac{1}{r^2} \frac{\delta^2 T}{\delta \phi^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta z^2} \right) + \dot{Q}^* = \rho c_v \frac{dT}{d\tau} \quad (46)$$

Tělo tlumiče je symetrické podle středové osy a směr největšího poklesu teploty (směr gradientu teploty) u tlumiče bude v radiálním směru, a proto lze rovnici upravit z 3D systému do 1D [7]. Po vyřešení diferenciální rovnice pro 1D stacionární úlohu, kde T_{W1} je teplota na vnitřním povrchu tlumiče o poloměru r_1 a T_{W2} je teplota na vnějším povrchu tlumiče o poloměru r_2 , vyjde rovnice teplotního profilu: [20]

$$T = T_{W1} - \frac{T_{W2} - T_{W1}}{\ln(r_2/r_1)} \ln(r_1) + \frac{T_{W2} - T_{W1}}{\ln(r_2/r_1)} \ln(r) \quad (47)$$

Tepelný tok při přenosu tepla vedením je definován Fourierovým zákonem: [20]

$$\dot{Q} = -\lambda S \text{grad} T, \quad (48)$$

kde S je plocha kolmá k tepelnému toku a $\text{grad} T$ je vektor určující směr největšího růstu teploty: $\text{grad} T = \left(\frac{\delta T}{\delta x}; \frac{\delta T}{\delta y}; \frac{\delta T}{\delta z} \right)$. Pro 1D úlohu, cylindrický souřadnicový systém a radiální směr lze vztah (46) upravit do tvaru:

$$\dot{Q} = -2\pi\lambda L \frac{\delta T}{\delta r} \quad (49)$$

Po derivaci rovnice (46) podle r , dosazení rovnice do rovnice (48) a úpravě, vyjde výsledná rovnice vedení tepla válcovou stěnou tlumiče:

$$\dot{Q} = \frac{2\pi\lambda L(T_{W1} - T_{W2})}{\ln(r_2/r_1)} \quad (50)$$

Při analytickém výpočtu je vhodné přirovnání tepelného toku k elektrickému proudu pro získání rovnice tepelného odporu R pro vedení tepla válcovou stěnou: [20]

$$\dot{Q} = \frac{L\Delta T}{R} \Rightarrow R = \frac{L\Delta T}{\dot{Q}} = \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (51)$$

1.8.4 KONVEKCE

Přenos tepla prouděním je charakterizován veličinou součinitele přestupu tepla α a je rozdělen na dva způsoby, a to přirozená a nucená konvekce. U přirozené konvekce tekutina proudí pouze vlivem rozdílné hustoty v dílčích bodech, která je způsobena rozdílnou teplotou v těchto bodech [22]. U nucené konvekce je pohyb tekutiny způsoben jiným zdrojem, například ventilátorem, či čerpadlem. Oba způsoby konvekce u tlumiče odpružení nastávají, respektive různá kombinace na vnější a vnitřní stěně tlumiče.

Pokud se vozidlo nepohybuje, ale teplota kapaliny v tlumiči je vyšší než teplota okolí, vlivem předešlého tlumení, dochází k přirozené konvekci mezi kapalinou a stěnou tlumiče. Za předpokladu ideálních podmínek, dochází v danou chvíli k přirozené konvekci i mezi stěnou tlumiče a okolím. Druhá kombinace nastává, když je vozidlo v pohybu a dochází ke tlumení. Kapalina v tlumiči se v tu chvíli pohybuje v důsledku pohybu pístu, takže mezi kapalinou a stěnou tlumiče dochází k nucené konvekci. Nucená konvekce v tu chvíli nastává i mezi stěnou tlumiče a okolím, protože pohyb vozidla způsobuje proudění vzduchu okolo tlumiče. Třetí kombinace nastává, pokud se vozidlo pohybuje v přímém směru konstantní rychlostí po dokonale rovné vozovce. Nedochozí tedy k pohybu pístu, ale mezi stěnou tlumiče a okolím stále dochází k nucené konvekci. Čtvrtá kombinace nastává, když se vozidlo pohybuje nízkou rychlostí v nerovném terénu. Proudění vzduchu okolo tlumiče je v tu chvíli téměř zanedbatelné. Naopak dochází k pohybu pístu a nucené konvekci na vnitřním povrchu tlumiče.

Energetická rovnice pro konvekci bez vnitřních zdrojů vychází z rovnice pro kondukcii, kde je nutné zohlednit také rychlosti proudění tekutiny a tlak tekutiny (pokud je tekutina stlačitelná): [20]

$$\frac{\delta}{\delta x} \left(\lambda \frac{\delta T}{\delta x} \right) + \frac{\delta}{\delta y} \left(\lambda \frac{\delta T}{\delta y} \right) + \frac{\delta}{\delta z} \left(\lambda \frac{\delta T}{\delta z} \right) = \rho c_v \left(\frac{dT}{dt} + w_x \frac{\delta T}{\delta x} + w_y \frac{\delta T}{\delta y} + w_z \frac{\delta T}{\delta z} \right), \quad (52)$$

kde w_x, w_y, w_z jsou složky vektoru rychlosti v jednotlivých směrech.

Protože se jedná o diferenciální rovnici o pěti neznámých, je pro vyřešení nutné využít dalších rovnic, a to Navierovy-Stokesovy pohybové rovnice pro jednotlivé osové směry a rovnici kontinuity. Pro účel určení součinitele přestupu tepla u tlumiče je vhodné využití teorii podobnosti. Potřebná podobnostní čísla pro 2D jsou odvozena z diferenciální energetické rovnice (52) pro 2D, dále z diferenciální pohybové rovnice (53) pro 2D, diferenciální rovnice kontinuity (54) pro 2D a z diferenciální rovnice přestupu tepla (55): [20]

$$w_x \frac{\delta w_x}{\delta x} + w_y \frac{\delta w_x}{\delta y} = \nu \left(\frac{\delta^2 w_x}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 w_x}{\delta y^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\delta p}{\delta x} \quad (53)$$

$$\frac{\delta(\rho w_x)}{\delta x} + \frac{\delta(\rho w_y)}{\delta y} = 0 \quad (54)$$

$$\alpha(T_w - T_\infty) = -\lambda \left(\frac{dT}{dy} \right)_w, \quad (55)$$

Diferenciální rovnice přestupu tepla (55) popisuje vztah interakce povrchu a tekutiny. Mezní vrstva tekutiny má z důvodu vazkých sil nulovou rychlost [22]. K přenosu tepla v této vrstvě tak dochází pouze kondukcí. Rovnice vyjadřuje bilanci hustoty tepelného toku touto vrstvou a hustoty tepelného toku dalšími vrstvami, což je vyjádřeno Newtonovým ochlazovacím zákonem ve tvaru $\alpha(T_w - T_\infty)$.

Důležitým podobnostním číslem je Nusseltovo číslo, které je bezrozměrným vyjádřením součinitele přestupu tepla:

$$N_u = \frac{\alpha L_{ch}}{\lambda}, \quad (56)$$

kde N_u je Nusseltovo číslo a L_{ch} je charakteristický rozměr (pro válec průměr válce)

Nusseltovo číslo je při nucené konvekci funkcí Reynoldsova a Prandtlova podobnostního čísla:

$$N_u = C Re^m Pr^n, \quad (57)$$

kde C , m a n jsou konstanty a Pr je Prandtlovo podobnostní číslo a lze ho vyjádřit rovnicí:

$$Pr = \frac{\nu}{a}, \quad (58)$$

kde a je teplotní vodivost.

Při přirozené konvekci je Nusseltovo číslo funkcí Prandtlova čísla a Grashofova čísla:

$$N_u = C Gr^m Pr^n, \quad (59)$$

kde Gr je Grashofovo podobnostní číslo a lze ho vyjádřit rovnicí:

$$Gr = \frac{g\gamma(T_w - T_\infty)L^3}{\nu^2}, \quad (60)$$

kde g je gravitační zrychlení a γ je objemová roztažnost.

Pro analytický výpočet celkového prostupu tepla (kombinace kondukce a konvekce) je vhodné odvození tepelného odporu R pro přestup tepla mezi válcovou stěnou a okolím z Newtonova vztahu: [20]

$$\dot{Q} = \frac{L\Delta T}{R} \Rightarrow R = \frac{L\Delta T}{\dot{Q}} = \frac{1}{2\pi\alpha r} \quad (61)$$

1.8.5 RADIACE

Množství energie odvedené pomocí radiace je v porovnání s konvekcí minimální [8]. Přenos tepla zářením je tak uveden pouze k úplnému popisu problematiky přenosu tepla mezi soustavou a okolím. Při záření dochází k přenosu energie pomocí částic (fotonů). Každý povrch, tedy i povrch tlumiče je zdrojem záření. Tlumič lze charakterizovat jako šedý zářič, jehož tepelný tok je pomocí Stefan-Boltzmannova zákona vyjádřen v závislosti na teplotě povrchu a emisivitě povrchu jako: [20]

$$\dot{Q} = \varepsilon\sigma_0ST^4, \quad (62)$$

kde ε je poměrná zářivost (emisivita) a σ_0 je Stefan-Boltzmannova konstanta.

Při vzájemné interakci dvou povrchů platí pro tepelný tok zářením malého povrchu (tlumiče) ve velkém prostoru: [20]

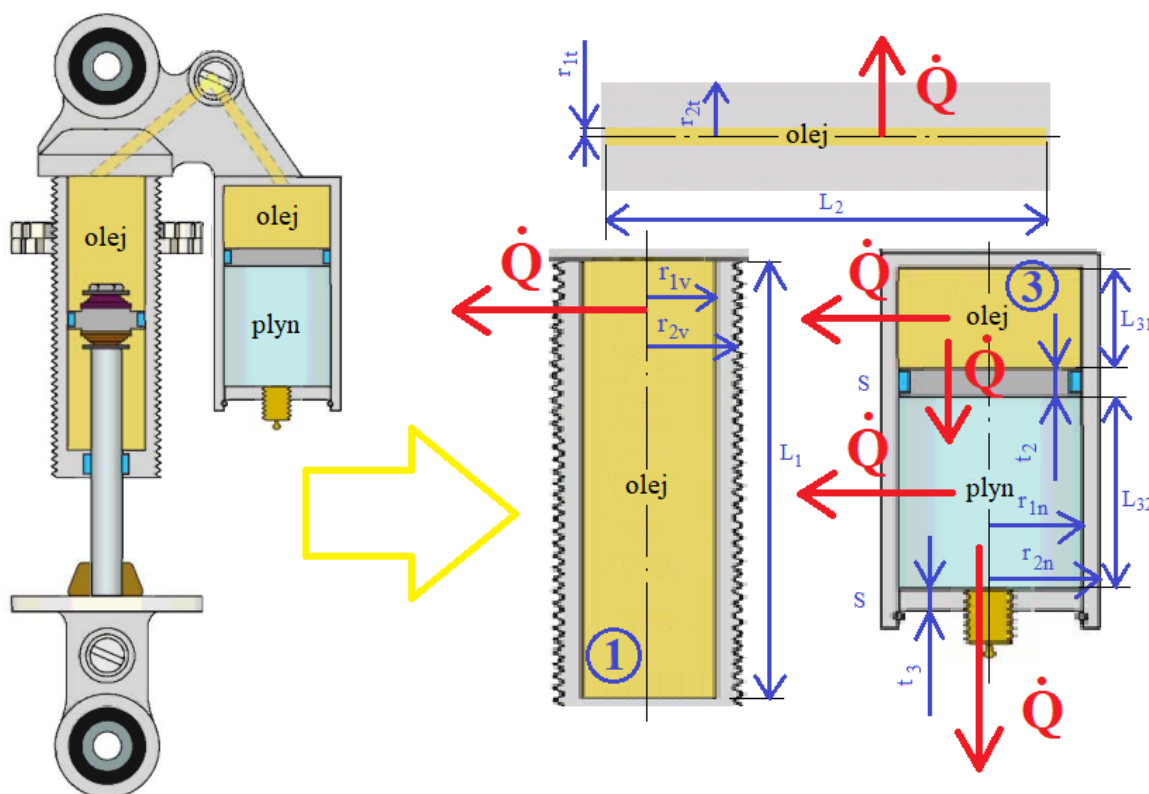
$$\dot{Q}_{12} = \varepsilon_1\sigma_0S_1(T_1^4 - T_2^4), \quad (63)$$

kde ε_1 je emisivita povrchu tlumiče, S_1 je plocha povrchu tlumiče, T_1 je teplota povrchu tlumiče a T_2 je teplota povrchu okolního prostoru.

2 VÝPOČTOVÝ MODEL

Cílem modelu je analyticky vyjádřit množství tepla generovaného tlumičem v závislosti na tlumící síle generované tlumičem. Výpočtový model vychází z první formy prvního zákona termodynamiky vyjádřeného rovnicí (31). Teplo generované tlumičem, respektive výkon dodaný tlumiči je roven změně vnitřní energie v čase a tepelnému toku mezi tlumičem a okolím, což je vyjádřeno rovnicí (32). Důsledkem změny vnitřní energie tlumiče je nárůst teploty, což vyjadřuje rovnice (34). Množství energie odvedené do okolí tlumiče závisí na hustotě tepelného toku mezi tlumičem a okolím tlumiče a rozměrech tlumiče. Hustota tepelného toku je ovlivněna konfigurací tlumiče, jak je uvedeno v kapitole 1.2. Tento model je vytvořen pro jednoplášťový tlumič.

Pro vytvoření analytického výpočtového modelu je nutné stanovit předpoklady a zjednodušení, za kterých rovnice uvedené v modelu platí. Z pohledu přenosu tepla je v modelu zanedbána přítomnost pístnice, z důvodu značně menšího vnějšího povrchu vůči tělu tlumiče. Součinitel přestupu tepla a tepelné vodivosti jsou vyjádřeny jako konstanty, přestože jsou proměnné v závislosti na teplotě a pro plyn i tlaku. Pro zjednodušení modelu lze předpokládat dosazení středních hodnot těchto proměnných pro pracovní rozsah teplot tlumiče. Objem zabíraný pístnicí a písty uvnitř tlumiče je z pohledu nárůstu vnitřní energie nahrazen objemem kapaliny.



Obrázek 21: Znárodnění výpočtového modelu ([9], upraveno)

Objemová roztažnost všech částí tlumiče je zanedbána. Soustava tlumiče je v modelu nahrazena třemi válci, jak je zobrazeno na obrázku 21. Válce s označením 1 a 3 jsou svými rozměry rovny rozměrům tlumiče. Vrchní část tlumiče spojující pracovní válec s integrální nádobou je nahrazena válcem s označením 2, který má stejný objem jako vrchní část tlumiče a jeho délka je rovna délce olejového kanálu. Vedení tepla ve válci 1 je uvažováno pouze v radiální ose

vzhledem k ose pohybu pístu. Axiální směr je zohledněn pouze v integrální nádobě, kde dochází k přenosu tepla mezi kapalinou a stlačeným plynem. Dodaná energie způsobí nárůst teploty plynu a vznik tepelného toku mezi plynem a okolím. Tepelné odpory pro jednotlivé válce při prostupu tepla mezi kapalinou a okolím tlumiče a výsledný tepelný tok lze pro model vyjádřit jako:

$$R_1 = \frac{1}{\frac{1}{2\pi\alpha_{11}r_{1v}} + \frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{r_{2v}}{r_{1v}} + \frac{1}{2\pi\alpha_{12}r_{2v}}} \quad (64)$$

$$R_2 = \frac{1}{\frac{1}{2\pi\alpha_{21}r_{1t}} + \frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{r_{2t}}{r_{1t}} + \frac{1}{2\pi\alpha_{22}r_{2t}}} \quad (65)$$

$$R_{3or} = \frac{1}{\frac{1}{2\pi\alpha_{o31}r_{1n}} + \frac{1}{2\pi\lambda_3} \ln \frac{r_{2n}}{r_{1n}} + \frac{1}{2\pi\alpha_{o32}r_{2n}}}; R_{3oa} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{p1}} + \frac{t_2}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_{p2}}} \quad (66)$$

$$R_{3pr} = \frac{1}{\frac{1}{2\pi\alpha_{p31}r_{1n}} + \frac{1}{2\pi\lambda_3} \ln \frac{r_{2n}}{r_{1n}} + \frac{1}{2\pi\alpha_{p32}r_{2n}}}; R_{3pa} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{t1}} + \frac{t_3}{\lambda_t} + \frac{1}{\alpha_{t2}}} \quad (67)$$

$$\dot{Q}_t = \left(\frac{L_1\Delta T}{R_1} + \frac{L_2\Delta T}{R_2} + \frac{L_{31}\Delta T}{R_{3or}} + \frac{S(\Delta T_n)}{R_{3oa}} + \frac{S(\Delta T - \Delta T_n)}{R_{3pa}} + \frac{L_{32}(\Delta T - \Delta T_n)}{R_{3pr}} \right), \quad (68)$$

kde ΔT je rozdíl teploty mezi kapalinou a okolím a ΔT_n je rozdíl teploty mezi kapalinou a plynem. Rozměry využitě v rovnicích jsou vyobrazeny na obrázku 21. Člen R_{3oa} je v modelu zahrnut, protože teplota plynu je závislá pouze na prostupu tepla mezi kapalinou a plynem. V praxi se však teplo přenáší i vedením stěnou integrální nádoby v axiálním směru, takže v určité části kontaktní plochy stěny integrální nádoby a plynu může nastat situace, kdy je směr tepelného toku ze stěny do prostoru s plynem. Zároveň je zanedbán pohyb plovoucího pístu vlivem změny tlaku oleje, což ovlivní členy L_{31} a L_{32} , které jsou proměnné v čase a pouze jejich součet je konstantní.

Pro vyjádření výsledného vztahu charakterizujícího množství tepla generovaného tlumičem je nutné do rovnice (33) dosadit rovnice (34, 36, 51, 61, 62 a 68). Vznikne výsledný tvar rovnice:

$$\dot{A} = \dot{Q}_t + \varepsilon\sigma_0 T^4 S - m_k c_k \frac{\delta T}{\delta \tau} - m_t c_t \frac{\delta T}{\delta \tau} - m_p c_{vp} \frac{\delta T}{\delta \tau}, \quad (69)$$

kde S je vnější povrch tlumiče, m_k je hmotnost kapaliny, m_t je hmotnost těla tlumiče, m_p je hmotnost plynu, c_k je měrná tepelná kapacita kapaliny, c_t je měrná tepelná kapacita těla tlumiče a c_{vp} je měrná tepelná kapacita plynu za konstantního objemu. Výkon \dot{A} je tlumiči dodáván, a proto bude mít záporné znaménko. Stejně tak členy $\dot{Q}_t + \varepsilon\sigma_0 T^4 S$, protože vyjadřují teplo odvedené ze soustavy.

3 OVĚŘENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU

Pomocí experimentálních měření na tlumičovém dynamometru v laboratořích ÚADI byl ověřen výpočtový model. K měření byl použit teleskopický jednoplášťový tlumič s integrální nádobou, který byl osazen čtyřmi tlakovými senzory, pomocí kterých je možné zaznamenávat změny tlaku v jednotlivých komorách tlumiče během měření. Zároveň byl tlumič osazen šestnácti termočlánky upevněnými k povrchu tlumiče, jak je vidět na obrázku 22, které umožňují zaznamenávat teplotu povrchu tlumiče během měření.



Obrázek 22: Pohled na tlumič během měření s označením jednotlivých termočlánků



Obrázek 23: Přívod proudícího vzduchu

Ověření výpočtového modelu vychází z třech různých způsobů výpočtu generovaného tepla. První způsob vychází z tlumící charakteristiky tlumiče, kterou je možné změřit pomocí dynamometru. Výstupem charakteristiky je závislost $F(v)$, síla–rychlost, která vyjadřuje celkovou tlumící sílu generovanou tlumičem. Ze změny polohy pístu vůči tělu tlumiče a generované tlumící síly pak lze dopočítat generované teplo na základě rovnice (35).

Druhý způsob je výpočet tlumící síly na základě tlakových ztrát mezi jednotlivými komorami tlumiče, popsány rovnicemi (15) a (16). Tento způsob však zahrnuje pouze ztráty vzniklé hydraulickým třením v kapalině. Mechanické tření je zanedbáno.

Třetí způsob vychází z energetické bilance mezi soustavou a okolím. Tlumící síla generovaná tlumičem je rovna tepelné energii generované tlumičem. Při experimentu je tedy cílem určit množství tepelné energie generované tlumičem s využitím termočlánků umístěných na povrchu tlumiče. Generované teplo je dodáváno soustavě a zároveň dochází přestupu tepla mezi soustavou a okolím. Teplo dodané soustavě lze vypočítat na základě změny teploty soustavy. Přestup tepla mezi soustavou a okolím je nejkomplikovanější vzhledem k tomu, že se jedná

a nestacionární úlohu. Součinitele tepelné vodivosti a přestupu tepla jsou pro pevné látky a kapaliny funkcí teploty, pro reálné plyny také funkcí tlaku. Střední hodnota tepelného toku byla proto vypočtena z dat naměřených při experimentu. Při výpočtu byla využita rovnice (69), jejíž levá strana je rovna nule, pokud tlumiči není dodávána práce. Taková situace nastane při ochlazování tlumiče po předešlém zatížení tlumiče, kdy je teplota tlumiče vyšší než teplota okolí.

3.1 MATERIÁLY A METODY

Vlastnosti jednotlivých částí tlumiče jsou popsány v tabulce 1. Použitá kapalina je syntetický tlumičový olej výrobce Fuchs s označením RSF 2,5W. Počáteční relativní tlak použitého plynu je 1,2 MPa. Hustota dusíku při tomto tlaku byla vypočtena na základě stavové rovnice pro ideální plyny a výsledná hodnota je uvedena v tabulce. Data z měření byla zpracována v programu Matlab, kde z nich byly následně vytvořeny grafy zobrazující průběhy teplot.

Celkem bylo provedeno 7 měření. Počáteční hodnota okolní teplota a teplota tlumiče by měla být pro všechna měření stejná. Z důvodu časové náročnosti měření a jejich rozložení do více dní je však rozsah počátečních teplot naměřených na jednotlivých teploměrech v rozsahu od 22 °C do 26 °C. Některá data byla poškozena z důvodu vadných termočlánků, či špatnému kontaktu, a proto je výsledná tabulka 2, zobrazující výsledné hodnoty vytvořena pouze pro 4 měření, jejichž data nebyla poškozena. Výsledné hodnoty byly vypočteny v programu Matlab s využitím rovnice (69) uvedené ve výpočtovém modelu. Teplo odvedené do okolí bylo vypočteno na základě střední hodnoty tepelného toku mezi tlumičem a okolím, vypočteného z rychlosti poklesu teploty tlumiče za předpokladu, že tlumiči není dodávána mechanická energie.

Tabulka 1: Vlastnosti jednotlivých látek

	Látka	Hustota [kg/m^3]	Měrná tepelná kapacita [$\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$]
Tělo tlumiče	Ocel	7850	450
Kapalina	Olej RSF 2,5W	861	2000
Plyn	Dusík	15,99	739 (za konstantního objemu)

3.2 POSTUP MĚŘENÍ

Měření lze rozdělit do dvou fází. V první fázi byl tlumič o okolní teplotě umístěn do dynamometru a byl zatěžován cyklickým pohybem s konstantní amplitudou a maximální rychlostí 600 mm/s po dobu 1000 s. Po uběhnutí tohoto času byl pohyb zastaven a měření pokračovalo druhou fází, sloužící k získání hodnot teploty během ochlazování tlumiče. Mezi každým měřením byl ponechán dostatečný časový rozestup umožňující vyrovnání teploty tlumiče na teplotu okolí.

Byly provedeny dva typy měření, první za ideálních podmínek představující bezvětrí v okolí tlumiče. V druhém typu byl použit ventilátor s potrubím, které přivádí proud vzduchu k pracovnímu válci tlumiče, jak je vidět na obrázku 23. Druhou variantou druhého typu je přívod vzduchu k oblasti s označením 2, kde jsou umístěny vyrovnávací ventily. Potrubí je umístěno tak, aby proud vzduchu směřoval v radiálním směru vzhledem k pracovnímu válci. Byl použit ventilátor s průtočnou plochou 4418 mm^2 a objemovým průtokem $0,063 \text{ m}^3/\text{s}$. V následujících měřeních bylo změněno nastavení tlumení tlumiče, aby bylo možné porovnat důsledky nastavení tlumiče na množství generovaného tepla.

3.3 VÝSLEDKY MĚŘENÍ

Tabulka 1: Teplo generované tlumičem

	První měření	Druhé měření	Třetí měření	Čtvrté měření
Amplituda	15 mm	30 mm	30 mm	30 mm
Komprese	Měkký	Měkký	Měkký	Tvrký
Odskok	Měkký	Měkký	Měkký	Měkký
Okolní podmínky	Bez ventilátoru	Chlazení v oblasti vyrovnávacího ventilu	Chlazení v oblasti pracovního válce	Bez ventilátoru
Počáteční tlak	1,2 MPa	1,2 MPa	1,2 MPa	1,2 MPa
Koncový tlak	1,9 MPa	1,5 MPa	1,4 MPa	1,9 MPa
Výpočet z tlakoměrů	410,2 kJ	394,7 kJ	395,7 kJ	370,4 kJ
Výpočet z dynamometru	453,8 kJ	465,8 kJ	477,6 kJ	514,6 kJ
Výpočet z modelu	431,9 kJ	469,7 kJ	433,1 kJ	441,3 kJ
Teplo odvedené do okolí	108,5 kJ	269,9 kJ	292,7 kJ	105,1 kJ

Při měkkém nastavení kompresních i dekompresních ventilů bylo provedeno celkem 5 měření. Jedno pro amplitudu 15 mm, tři pro amplitudu 30 mm a jedno pro amplitudu 50 mm. Následně byl tlumič nejprve přitvrzen na dekompresních ventilech při amplitudě 30 mm, a poté na kompresních ventilech. Tři měření nejsou zaznamenána ve výsledné tabulce 2, protože data z měření byla poškozena. Při amplitudě 50 mm nebyla zaznamenána data z tlakoměrů a zároveň byla poškozena data z teploměru s označením 9. Při amplitudě 30 mm a přitvrzení na kompresních ventilech došlo po 368 sekundách k přehřátí pohonu dynamometru a měření tak byl předčasně ukončeno.

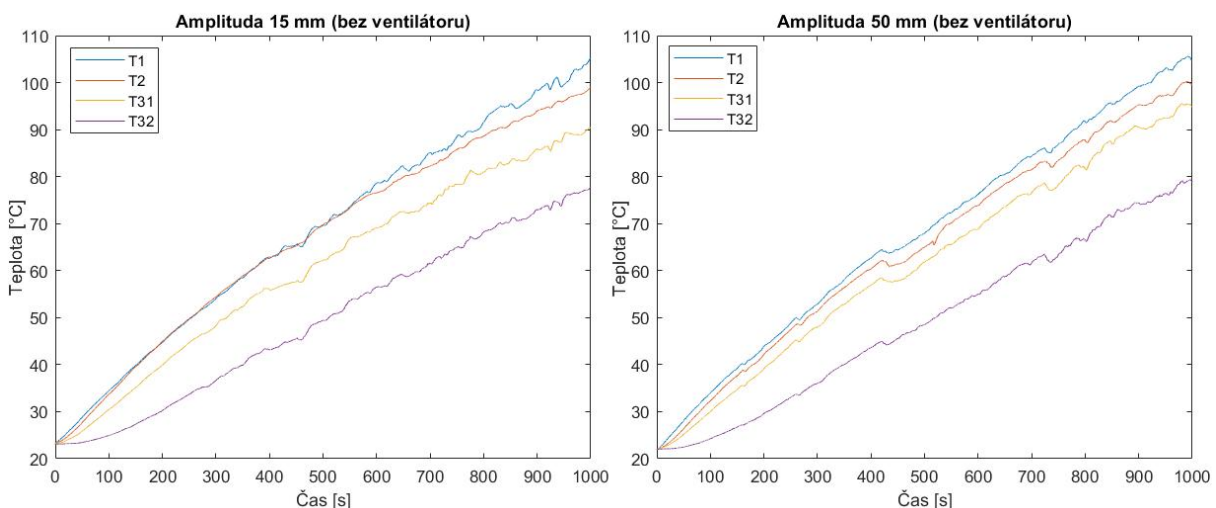
V prvních třech měřeních je rozdíl mezi výpočtem generovaného tepla na základě modelu od hodnot vypočtených na základě dynamometru do 10 %. U čtvrtého měření rozdíl hodnot narostl na 14,2 %. Na základě hodnot z modelu lze vyjádřit poměry odvedeného tepla z množství vygenerovaného tepla. Při prvním měření bylo odvedeno 25,1 % vygenerovaného tepla, při druhém měření bylo odvedeno 57,5 % vygenerovaného tepla, při třetím měření bylo odvedeno 67,6 % vygenerovaného tepla, při čtvrtém měření bylo odvedeno 23,8 % vygenerovaného tepla. Jako celkové množství vygenerovaného tepla je tomto odstavci považováno teplo vypočtené na základě modelu.

Na základě rozdílu mezi množstvím tepla vypočteného z tlakových ztrát a množstvím tepla vypočteného pomocí dvou alternativních způsobů uvedených v tabulce 2, které zahrnují i mechanické tření, byla vytvořena tabulka 3, zobrazující procentuální nárůst generovaného tepla z důvodu mechanického tření.

Tabulka 2: Procentuální nárůst generovaného tepla z důvodu mechanického tření

	První měření	Druhé měření	Třetí měření	Čtvrté měření
Výpočet z dynamometru	10,6 %	18,0 %	20,7 %	38,9 %
Výpočet z modelu	5,3 %	19,0 %	9,5 %	19,1 %

Na obrázku 24 jsou zobrazeny průměrné teplotní průběhy naměřené na jednotlivých válcích pro amplitudu 15 mm a 50 mm. Průměrné teploty na jednotlivých válcích jsou vypočteny aritmetickým průměrem dat z jednotlivých teploměrů umístěných na daných částech tlumiče. Poškozený teploměr s označením 9, je tedy v zobrazeném grafu pro amplitudu 50 mm zanedbán.



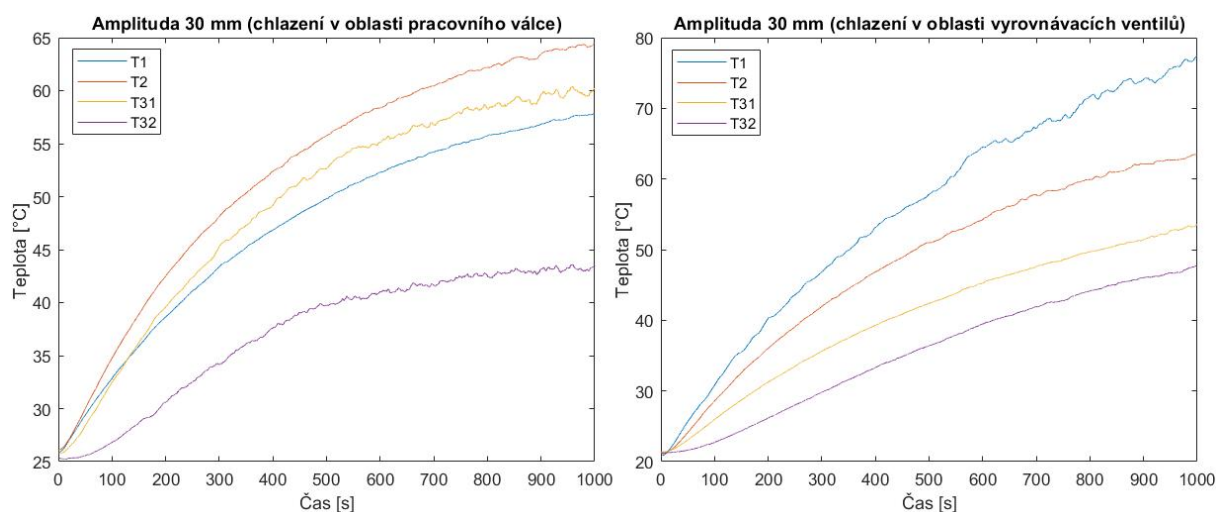
Obrázek 24: Průběhy teplot jednotlivých válců během měření

Pro zobrazení dopadu změny amplitudy při zachování ostatních proměnných jsou maximální teploty naměřené na jednotlivých teploměrech válce 1 při amplitudě 15 mm a 50 mm uvedeny v tabulce 4, která je zároveň doplněna o aritmetický průmět těchto hodnot.

Tabulka 4: Maximální naměřená teplota na teploměrech válce s označením 1

	10	11	12	13	14	15	16	$\bar{^{\circ}\text{C}}$
15 mm	104,3 °C	102,7 °C	113,9 °C	111,9 °C	102,4 °C	98,4 °C	100,1 °C	104,8 °C
50 mm	108,4 °C	105,3 °C	109,7 °C	109,5 °C	102,4 °C	98,3 °C	99,4 °C	104,7 °C

Na obrázku 25 jsou zobrazeny průměrné teplotní průběhy naměřené na jednotlivých válcích pro amplitudu 30 mm při různých okolních podmínkách. Teplotní průběhy naměřené na jednotlivých teploměrech umístěných na válci s označením 1 jsou zobrazeny na obrázku 26.

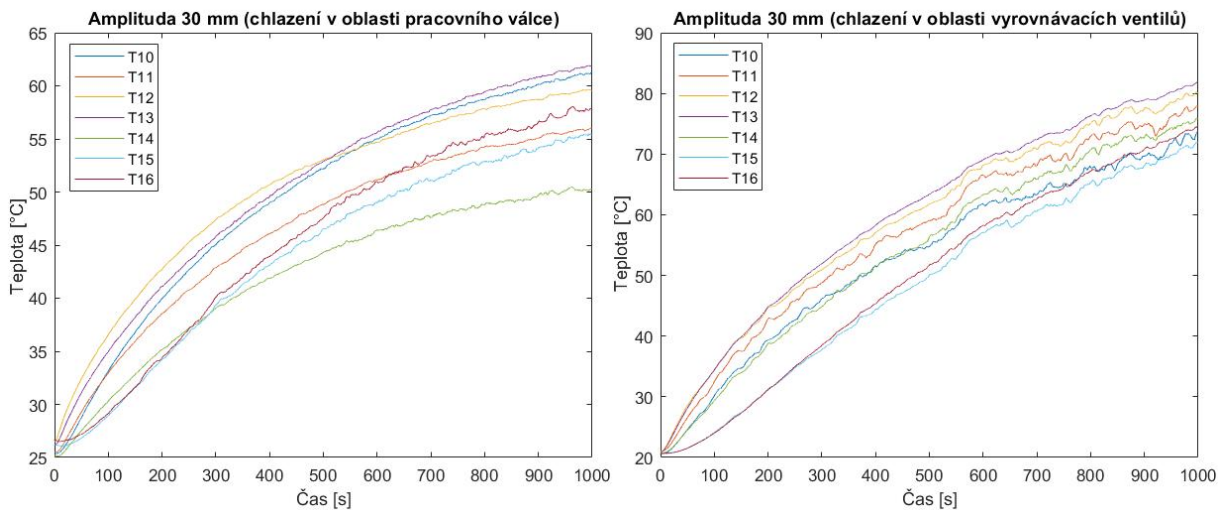


Obrázek 25: Průběhy teplot jednotlivých válců během měření

Pro zobrazení dopadu změny chlazené oblasti při zachování ostatních proměnných jsou maximální teploty naměřené na teploměrech na válci 1 uvedeny v tabulce 5, která je zároveň doplněna o aritmetický průmět těchto hodnot. Při chlazení v oblasti vyrovnávacích ventilů je výsledná průměrná teplota na válci 1 o 33,2 % vyšší než při chlazení v oblasti pracovního válce.

Tabulka 5: Maximální naměřená teplota na teploměrech válce s označením 1

	10	11	12	13	14	15	16	$\bar{^{\circ}\text{C}}$
válec	61,3 °C	56 °C	59,6 °C	62 °C	50,5 °C	55,6 °C	58,4 °C	57,6 °C
ventily	73,7 °C	78,1 °C	80,3 °C	81,8 °C	76 °C	72,2 °C	75 °C	76,7 °C



Obrázek 26: Průběhy teplot jednotlivých teploměrů během měření

Teploty naměřené na teploměrech v části tlumiče s označením 2 jsou uvedeny v tabulce 6, která je zároveň doplněna o aritmetický průmět těchto hodnot. Při chlazení v oblasti vyrovnávacích ventilů je výsledná průměrná teplota v oblasti s označením 2 o 1,5 % nižší než při chlazení v oblasti pracovního válce.

Tabulka 6: Maximální naměřená teplota na teploměrech oblasti s označením 2

	6	7	8	9	$\bar{^{\circ}\text{C}}$
válec	62,1 °C	65,6 °C	61,9 °C	68,7 °C	64,6 °C
ventily	59,6 °C	65,9 °C	61,8 °C	66,9 °C	63,6 °C

Teploty naměřené na teploměrech v části tlumiče s označením 3 jsou uvedeny v tabulce 7, která je zároveň doplněna o aritmetický průmět těchto hodnot. Při chlazení v oblasti vyrovnávacích ventilů je výsledná průměrná teplota na válci s označením 3 o 4,8 % nižší než při chlazení v oblasti pracovního válce.

Tabulka 7: Maximální naměřená teplota na teploměrech v oblasti s označením 3

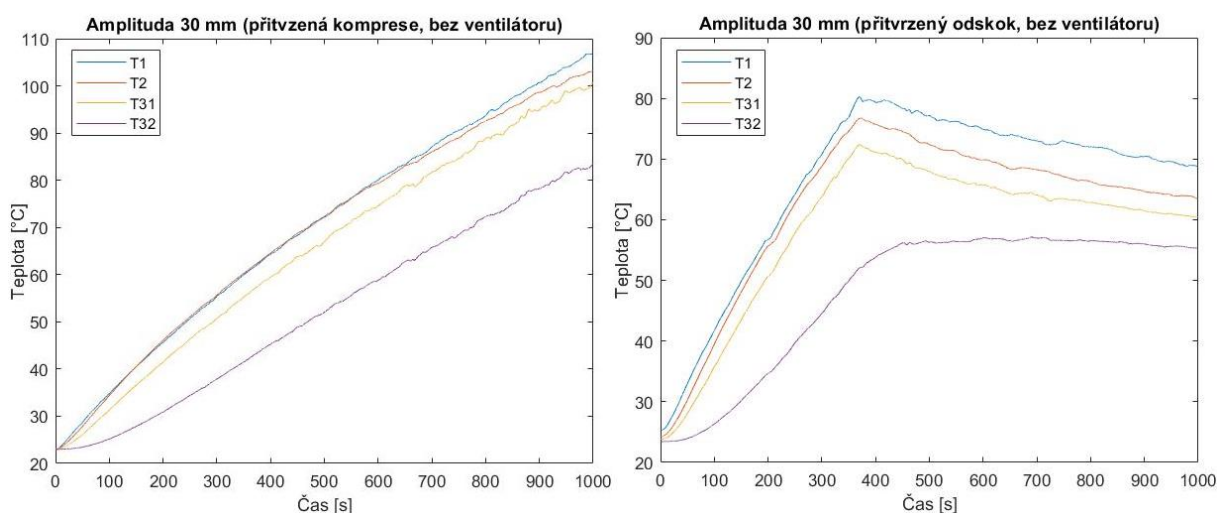
	1	2	3	4	5	$\bar{^{\circ}\text{C}}$
válec	42 °C	45,7 °C	55,3 °C	61 °C	65,6 °C	53,9 °C
ventily	48,1 °C	47,4 °C	50,7 °C	51,8 °C	58,6 °C	51,3 °C

Na obrázku 27 jsou zobrazeny průměrné teplotní průběhy naměřené na jednotlivých válcích pro amplitudu 30 mm při různém nastavení tlumiče. Pro zobrazení dopadu změny nastavení tlumiče při zachování ostatních proměnných jsou maximální teploty naměřené na teploměrech v oblasti s označením 1, v čase 368 sekund, uvedeny v tabulce 8. Při přitvrzení odskoku je

výsledná průměrná teplota na válci s označením 1 o 34,2 % vyšší než při přitvrzení kompresních ventilů.

Tabulka 8: Maximální naměřená teplota na teploměrech válce s označením 1

	10	11	12	13	14	15	16	\bar{C}
komprese	62,6 °C	63,9 °C	65,1 °C	65,5 °C	59 °C	48,9 °C	49 °C	59,1 °C
odskok	83,1 °C	83,6 °C	85 °C	87,2 °C	78,1 °C	68,5 °C	69,8 °C	79,3 °C



Obrázek 27: Průběhy teplot jednotlivých válců během měření

Teploty naměřené na teploměrech v části tlumiče s označením 2, v čase 368 sekund, jsou uvedeny v tabulce 9, která je zároveň doplněna o aritmetický průmět těchto hodnot. Při přitvrzení odskoku je výsledná průměrná teplota v oblasti s označením 2 o 26,4 % vyšší než při přitvrzení kompresních ventilů.

Tabulka 9: Maximální naměřená teplota na teploměrech oblasti s označením 2

	6	7	8	9	\bar{C}
komprese	60,5 °C	62,6 °C	60,1 °C	60,9 °C	61 °C
odskok	77,8 °C	79,8 °C	73,9 °C	77 °C	77,1 °C

Teploty naměřené na teploměrech v části tlumiče s označením 3, v čase 368 sekund, jsou uvedeny v tabulce 10, která je zároveň doplněna o aritmetický průmět těchto hodnot. Při přitvrzení odskoku je výsledná průměrná teplota na válci s označením 3 o 26,9 % vyšší než při přitvrzení kompresních ventilů.

Tabulka 10: Maximální naměřená teplota na teploměrech v oblasti s označením 3

	1	2	3	4	5	\bar{C}
kompresse	40,8°C	44 °C	50,9 °C	55,8 °C	61,5 °C	50,6 °C
odskok	48,6 °C	55,3 °C	65,9°C	71,4 °C	79,8 °C	64,2 °C

4 DISKUZE

Výpočtový model je vyjádřen tak, aby popisoval jednotlivé veličiny určující množství generovaného tepla, množství odvedeného tepla a teplotu tlumiče. Při ověření výpočtového modelu došlo k zjednodušení problematiky, aby bylo možné vypočítat výsledné hodnoty bez použití pokročilého softwaru, či podobnostních čísel. Množství odvedeného tepla do okolí bylo vypočteno na základě střední hodnoty tepelného toku při ochlazování tlumiče bez zatížení. Výsledky výpočtu uvedené v tabulce 2 vykazují odchylku hodnot vypočtených pomocí modelu vůči hodnotám vypočtených na základě dat z dynamometru do 15 %. Výpočet tepelné energie na základě $F(v)$ charakteristiky tlumiče naměřené pomocí dynamometru ale také není zcela přesný, protože generovaná tlumící síla je proměnná v závislosti na teplotě, a měření $F(v)$ charakteristiky tlumiče tak nevyjadřuje skutečnou charakteristiku tlumiče po celou dobu měření. U skutečné charakteristiky bude s rostoucí teplotou docházet k poklesu generované tlumící síly tak, jak je uvedeno v kapitole 1.2. Výpočet na základě tlakových ztrát mezi jednotlivými komorami tlumiče je tedy nejpřesnějším způsobem z provedených výpočtů, protože vychází pouze z reálných naměřených hodnot a není zapotřebí provádět jejich interpolaci ani extrapolaci. Nezahrnuje však teplo generované mechanickým třením. Rozdíl těchto přístupů tak umožňuje výpočet tepla generovaného mechanickým třením. Výsledky výpočtu uvedené v tabulce 3 potvrzují předpoklad uvedený v kapitole 1.5, tedy nárůst generovaného tepla mechanickým třením o 10–20 %. Při amplitudě 15 mm vyšel nárůst generovaného tepla do 10 %. Při amplitudě 30 mm pak vyšel nárůst generovaného tepla do 20 %. Velká odchylka vypočtené hodnoty ve čtvrtém měření je pravděpodobně způsobena velkou odchylkou mezi $F(v)$ charakteristikou tlumiče a skutečnou teplotně ovlivněnou charakteristikou v průběhu měření, což potvrzuje největší odchylka ze všech čtyř měření mezi hodnotou generovaného tepla vypočtenou pomocí modelu a hodnotou vypočtenou na základě dat z dynamometru. Dalším faktorem ovlivňujícím velikost mechanického tření je tlak v tlumiči. Při nárůstu teploty tlumiče dochází vlivem tepelné roztažnosti k nárůstu tlaku. To je patrné z nižších konečných tlaků při měřeních s chlazením, kde byla konečná teplota tlumiče nižší. Důsledek nižšího tlaku při chlazení tlumiče se však při těchto měřeních neprojevil nižším procentem generovaného tepla mechanickým třením.

Z porovnání naměřených teplot při měření při amplitudě 15 mm a 50 mm v oblasti pracovního válce s označením 1 je patrný vyšší nárůst teplot v oblasti 12 a 13 při amplitudě 15 mm. V oblasti 12 a 13 při amplitudě 15 mm totiž dochází k mechanickému tření mezi pístem a válcem. Při zvětšení amplitudy na 50 mm došlo k zvětšení třecí oblasti, důsledkem je nárůst teplot v oblastech 10 a 11. Průměrná teplota pracovního válce je však totožná. Při menší amplitudě tedy dochází k vyšším lokálním teplotám. Spojitost mezi amplitudou tlumiče a množstvím tepla vygenerovaným mechanickým třením ale nebyla tímto způsobem prokázána a je otázkou dalšího zkoumání.

Generování tepla v tlumiči se vzhledem k principu fungování tlumiče nedá zabránit. Jedním z přístupů, jak teplotnímu ovlivnění tlumiče předcházet je navýšení tepelného toku mezi tlumičem a okolím, a tím pracovní teplotu tlumiče snížit. V experimentální části bylo proto zahrnuto měření, při kterém byl na část pracovního válce (v oblasti teploměru 12 a 13) přiveden tok vzduchu. V této části tlumiče s označením 1 totiž dochází k největšímu nárůstu teploty, jak je vidět na obrázku 24 a 27. Výsledkem je navýšení poměru odvedeného tepla z 25,1 % na 67,6 % z celkového množství tepla vygenerovaného tlumičem. Důsledkem je rozdílná maximální teplota tlumiče během měření a zmenšení rozdílů teplot v oblasti 12 a 13 od ostatních oblastí tlumiče. Srovnávání teplot tlumiče pro tato dvě měření je ovlivněno rozdílnou

amplitudou, a tudíž i rozdílným množstvím tepla vygenerovaným tlumičem. I přes větší množství vygenerovaného tepla při amplitudě 30 mm však došlo k poklesu maximální teploty tlumiče o 40 % a teploty pracovního válce o 50 %. V druhé variantě byl tok vzduchu přiveden k oblasti vyrovnávacích ventilů s označením 2. Výsledkem je navýšení poměru odvedeného tepla z 25,1 % na 57,5 % z celkového množství tepla vygenerovaného tlumičem. Chlazení v oblasti vyrovnávacích ventilů tedy není tak efektivní, jako chlazení v oblasti pracovního válce. Průměrná teplota pracovního válce při porovnání s první variantou chlazení narostla o 33,2 %, jak je uvedeno v tabulce 5, zatímco průměrná teplota v oblasti vyrovnávacích ventilů zůstala pro tato dvě měření téměř totožná.

Poslední faktor, jehož vliv na množství generovaného tepla byl v rámci experimentální části ověřen, je nastavení tlumiče. Nastavením tlumiče je myšleno konfigurování ventilů a ovlivňování ztrátového součinitele. Z výsledků měření je patrné že k největšímu rozdílu teplot došlo v oblasti pracovního válce. Celkové množství vygenerovaného tepla bylo při tvrdém nastavení odskoku, tedy extenzních ventilů, značně vyšší než při tvrdém nastavení kompresních ventilů, z důvodu různého nastavení tlumiče. Při tvrdém nastavení odskoku byly naměřeny průměrné teploty v oblastech 2 a 3 o 26 % vyšší než při tvrdé kompresi. V oblasti pracovního válce byla průměrná hodnota vyšší o 34 %. Při tvrdém nastavení extenzních ventilů dochází k hydraulickým ztrátám primárně na ventilech v pístu. Tím lze objasnit vyšší nárůst teploty v oblasti pracovního válce. Důvodem je zabránění kavitace v kompresní komoře, k níž by mohlo docházet z důvodu velkých tlakových ztrát na extenzních vyrovnávacích ventilech při extenzi. Při kompresi je tlaková ztráta naopak tvořeno primárně kompresními vyrovnávacími ventily. Důvodem je zabránění kavitace v extenzní komoře, k níž by mohlo docházet z důvodu velkých tlakových ztrát na kompresních ventilech v pístu při kompresi. Při tvrdším nastavení kompresních ventilů je tedy větší poměr tepelné energie generován v oblasti s označením 2, naopak při tvrdém nastavení extenzních ventilů v oblasti 1.

Navýšení tepelného toku mezi tlumičem a okolím je tedy možným řešením problému selhávání tlumičů u terénních vozidel. Pokud se vozidlo pohybuje dostatečnou rychlostí, lze k ovlivnění toku vzduchu v okolí tlumiče využít vhodné tvarování karoserie vozidla, stejně jako u chladících systémů brzdových kotoučů a třmenů. Při velmi nízkých rychlostech pak bude nutné vytvořit tok vzduchu vhodným ventilátorem. Další možností navýšení tepelného toku je zvětšení plochy povrchu tlumiče pomocí chladících žeber. Tyto návrhy jsou vhodné pro další rozšíření a zkoumání této problematiky. Dalším možným rozšířením této problematiky je zpřesnění analytického modelu za pomoci vhodných programů využívajících metody konečných prvků a přesnější lokalizace kritických míst, kde dochází k největšímu nárůstu teploty.

ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo zkoumání vlivu teploty na funkci tlumiče odpružení, vytvoření výpočtového modelu a ověření získaných poznatků pomocí vhodného experimentu. Funkce tlumiče je založena na přeměně mechanické energie na tepelnou. Důsledkem funkce tlumiče je tedy generování tepelné energie, která způsobuje nárůst teploty tlumiče, a tedy i pokles tlumicí síly generované tlumičem. K poklesu generované tlumicí síly dojde v důsledku poklesu hustoty a viskozity oleje, na které je velikost generované tlumicí síly závislá. Díky vhodné konstrukci tlumičových ventilů s proměnnou průtočnou plochou je velikost generované tlumicí síly více ovlivněna hustotou oleje, čímž je tepelné ovlivnění potlačeno, ale není zcela eliminováno. Pro další potlačení teplotního ovlivnění lze využít speciální typ ventilů regulujících průtočnou plochu v závislosti na teplotě. Tento typ ventilů však není v praxi příliš využíván.

Ke generování tepla v tlumiči dochází mechanickým a hydraulickým třením. Množství tepla generovaného hydraulickým třením v oleji lze vypočítat na základě tlakových ztrát mezi jednotlivými komorami tlumiče. Druhým přístupem je výpočet tepelné energie z dat $F(v)$ charakteristiky naměřené na dynamometru. Rozdílná hodnota těchto dvou přístupů umožňuje vyjádřit množství tepla generovaného mechanickým třením. Třetím přístupem, který byl vyjádřen pomocí modelu, je výpočet generovaného tepla na základě energetické bilance mezi soustavou tlumiče a okolím. Tepelná energie generovaná tlumičem tak byla vyjádřena v závislosti na změně vnitřní energie tlumiče a tepelným tokem mezi soustavou tlumiče a okolím. Velikost tepelného toku je ovlivněna především teplotou tlumiče, konfigurací tlumiče a okolními podmínkami.

Výsledkem experimentálních měření je určení oblasti, ve které dochází k největšímu nárůstu teploty, a to prostor pracovního válce tlumiče, kde dochází k hydraulickému tření na ventilech v pístu a zároveň k mechanickému tření. Zároveň bylo vypočteno množství tepla generovaného tlumičem na základě povrchové teploty tlumiče s využitím modelu. Bylo dosaženo relevantních výsledků, které jsou využitelné při určování množství tepla generovaného mechanickým třením v tlumiči. Při následujících měřeních byly změněny faktory ovlivňující množství vygenerovaného a odvedeného tepla. Nejprve byly změněny okolní podmínky pomocí ventilátoru vytvářejícího tok vzduchu. Důsledkem nucené konvekce mezi povrchem tlumiče a okolím je navýšení poměru odvedeného tepla z 25,1 % z celkového množství tepla vygenerovaného tlumičem na 67,6 % při chlazení tlumiče v oblasti pracovního válce a na 57,5 % při chlazení tlumiče v oblasti vyrovnávacích ventilů. Chlazení tlumiče v oblasti pracovního válce je tedy efektivnější. Dále byl zkoumán vliv nastavení tlumiče na množství vygenerovaného tepla v jednotlivých oblastech tlumiče. Při zvýšení ztrátového součinitele extenzních ventilů došlo k navýšení poměru množství vygenerovaného tepla v oblasti pracovního válce. Většina tlakových ztrát při extenzi totiž vzniká na extenzních ventilech v pístu, aby nedošlo ke kavitaci v kompresní komoře. Naopak při zvýšení ztrátového součinitele kompresních ventilů došlo k navýšení poměru množství vygenerovaného tepla v oblasti vyrovnávacích ventilů, kde vzniká většina tlakových ztrát, aby nedošlo ke kavitaci v extenzní komoře během komprese.

Chlazení tlumičů proudem vzduchu je tedy jedním z možných řešení tepelného selhávání tlumičů vozidel. Předmětem dalšího zkoumání jsou konstrukční řešení umístění ventilátoru a vedení vzduchu k tlumiči nebo dimenzování objemového průtoku ventilátoru potřebného k dostatečnému navýšení tepelného toku. V úvahu také připadá přívod vzduchu vhodným tvarováním karoserie. Tok vzduchu by tak ale byl ovlivněn rychlostí vozidla a při nízkých rychlostech by nemusel být dostatečný.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MIROSLAV, Demic, Diligenski DJORDJE a Milovanovic MILAN. A contribution to research of the influence of degradation of vehicle vibration parameters on thermal load of shock absorbers. *Journal of Applied Engineering Science*. 2013, **11**(1), 23-30. ISSN 1451-4117. Dostupné z: doi:10.5937/jaes11-3270
- [2] DIXON, John C. *The shock absorber handbook*. Second edition. Chichester: John Wiley & Sons, Ltd., 2007. Professional engineering publishing series (Wiley). ISBN 978-0-470-51020-9.
- [3] SHAMS, M., R. EBRAHIMI, A. RAOUFI a B. JAFARI. CFD-FEA ANALYSIS OF HYDRAULIC SHOCK ABSORBER VALVE BEHAVIOR. *International Journal of Automotive Technology*. 2007, **8**(5), 615-622.
- [4] HRYCIÓW, Zdzisław. An Investigation of the Influence of Temperature and Technical Condition on the Hydraulic Shock Absorber Characteristics. *Applied Sciences*. 2022, **12**(24), 12765. ISSN 2076-3417. Dostupné z: doi:10.3390/app122412765
- [5] PATEL, Deep, Dr P. RATHOD a Prof. S. SORATHIYA. Heat Transfer Study of Damping Fluid and Improvement of Air-Gap in Shock Absorber Operation. *IJERT*. 2012, **1**(3), 1-7. ISSN 2278-0181. Dostupné z: doi:10.17577/IJERTV1IIS3060
- [6] PAVLOV, Nikolay, B. GIGOV, N. NIKOLOV, V. STOILOV a M. TODOROV. Influence of shock absorber temperature on vehicle ride comfort and road holding. *MATEC Web of Conferences*. 2017, **133**(5), 1-6. ISSN 2261-236X. Dostupné z: doi:10.1051/mateconf/201713302006
- [7] LIANG, Xincheng a Jingshan ZHAO. Heat Generation Mechanism and Failure Analysis of Shock Absorber. *International Journal of Vehicle Design*. 2015, **2015**(68123), 201-220. Dostupné z: doi:10.4271/2015-01-0607
- [8] MIROSLAV, Demic, Diligenski DJORDJE a Milovanovic MILAN. A contribution to research of the influence of degradation of vehicle vibration parameters on thermal load of shock absorbers. *Istrazivanja i Projektovanja za Privredu*. 2013, **11**(1), 23-30. ISSN 1451-4117. Dostupné z: doi:10.5937/jaes11-3270
- [9] PARKS, Lee a Paul THEDE. *Race Tech's Motorcycle Suspension Bible*. 1. USA: Motorbooks, 2010, 256 s. ISBN 978-0-7603-3140-8.
- [10] H. RANA, Jignesh, Mr. K. PATEL a Mr. R. GAJJAR. Experimental Analysis and Heat Transfer Study of Damping Fluid in Hydraulic Twin Tube Shock Absorber. *IJSRD*. 2014, **2**(03), 523-527. ISSN 2321-0613. IJSRDV2I3606.

- [11] GRÍGER, Milan. *Hydraulické charakteristiky proudění v kavitačních tryskách*. Brno, 2013. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Pavel Rudolf.
- [12] JUREČKA, Martin. *Erozivní účinky kavitace*. Brno, 2010. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce František Pochylý.
- [13] MORETTINI, Giulia, Nicola BARTOLINI, Davide ASTOLFI, Lorenzo SCAPPATICCI, Matteo BECCHETTI a Francesco CASTELLANI. EXPERIMENTAL DIAGNOSIS OF CAVITATION FOR A HYDRAULIC MONOTUBE SHOCK ABSORBER. *DIAGNOSTYKA*. 2016, **17**(3), 75-80. ISSN 1641-6414.
- [14] HERZOG, Ludwig a Klaus AUGSBURG. Study on Friction in Automotive Shock Absorbers Part 1: Friction Simulation Using a Dynamic Friction Model in the Contact Zone of an FEM Model. *Vehicles*. 2021, **3**(2), 212-232. ISSN 2624-8921. Dostupné z: doi:10.3390/vehicles3020014
- [15] HERZOG, Ludwig a Klaus AUGSBURG. Study on Friction in Automotive Shock Absorbers Part 2: Validation of Friction Simulations via Novel Single Friction Point Test Rigs. *Vehicles*. 2021, **3**(2), 197-211. ISSN 2624-8921. Dostupné z: doi:10.3390/vehicles3020013
- [16] REIMPELL, Jornsens. *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. Second edition. Warrendale, PA 15096-0001: Butterworth-Heinemann, 2001. ISBN 0 7680 06570.
- [17] WILLIAMS, Evan. A Multimatic DSSV spool valve. In: <https://gearjunkie.com/> [online]. 2022 [cit. 2023-04-12]. Dostupné z: <https://gearjunkie.com/motors/how-shock-absorbers-work>
- [18] WILLIAMS, Evan. Demystifying Black Magic: How Shock Absorbers Work. In: *Gearjunkie* [online]. [cit. 2023-04-12]. Dostupné z: <https://gearjunkie.com/motors/how-shock-absorbers-work>
- [19] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [20] PAVELEK, Milan. *Výuková prezentace termomechanika Pavelek: TERMOMECHANIKA PRO STUDENTY STROJNÍCH FAKULT* [online]. Brno, 2013 [cit.2023-04-22]. Dostupné z: https://eu.fme.vutbr.cz/userfiles/Mauder/files/V%C3%BDukov%C3%A11_prezentace_termomechanika_Pavelek.pdf
- [21] MING-TAO, YAO, GU LIANG a GUAN JI-FU. Thermal analysis of vehicular twin-tube hydraulic gas-precharged shock absorbers. *Journal of Beijing Institute of Technology*. 2010, **19**(3), 286-292. Dostupné z: doi:10.15918/j.jbit1004-0579.2010.03.007

- [22] KLIMEŠ, Lubomír. *Termomechanika 6TT 2022/23 zima Konvekce* [online]. Brno, 2022. Videonahrávka dostupná z Youtube (distributor). [cit. 2023-04-27]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=OLOFp8L0Lo0&t=2740s>
- [23] ANTON PAAR. SAE 10W-60. In: *Anton Paar* [online]. [cit. 2023-04-01]. Dostupné z: <https://wiki.anton-paar.com/si-en/engine-oil/##data-imagegroup-17991>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ΔE_S	[J]	Změna energie soustavy
\bar{c}	[°C]	Aritmetický průměr teploty
Λ_{FC}	[V]	Objem oleje vtlačeného do vyrovnávací komory
Λ_{PC}	[V]	Objem oleje vtlačeného do extenzní komory
\dot{A}	[W]	Tlumicí výkon
A_P	[m ²]	Plocha pístu
A_{PA}	[m ²]	Plocha mezikruží
A_R	[m ²]	Průřez pístnice
A_S	[m ²]	Třecí plocha
D_P	[m]	Průměr pracovního válce
E_e	[J]	Energie odevzdaná do okolí
E_i	[J]	Energie dodaná soustavě
F_D	[N]	Tlumicí síla generovaná tlumičem
F_{DC}	[N]	Mechanická síla dodávána tlumiči
F_{DCmax}	[N]	Maximální generovaná tlumicí síla
F_{FP}	[N]	Třecí síla působící na píst
F_{FR}	[N]	Třecí síla působící na pístnici
F_N	[N]	Normálová síla
$F_{P,PCC}$	[N]	Síla působící na píst v důsledku tlaku v kompresní komoře
$F_{P,PEC}$	[N]	Síla působící na píst v důsledku tlaku v extenzní komoře
F_{PC}	[N]	Tlumicí síla působící na píst tlumiče při kompresi
F_{PE}	[N]	Tlumicí síla působící na píst tlumiče při extenzi
F_{RAt}	[N]	Síla působící na pístnici v důsledku atmosférického tlaku
L_S	[m]	Axiální délka styčné plochy
N_u	[-]	Nusseltovo číslo
P_{CC}	[Pa]	Tlak v kompresní komoře
P_{EC}	[Pa]	Tlak v extenzní komoře
P_{FC}	[Pa]	Tlaková ztráta kompresního vyrovnávacího ventilu
P_{FE}	[Pa]	Tlaková ztráta extenzního vyrovnávacího ventilu
P_G	[Pa]	Tlak v komoře s plynem
P_{PC}	[Pa]	Tlaková ztráta kompresního ventilu v pístu
P_{PE}	[Pa]	Tlaková ztráta extenzního ventilu v pístu

P_{varu}	[Pa]	Hodnotu tlaku vodní páry (tlak při kterém dojde ke kavitaci)
\dot{Q}	[W]	Tepelný tok
Q_{FC}	[m ³ · s ⁻¹]	Objemový průtok kompresními vyrovnávacími ventily
Q_{FE}	[m ³ · s ⁻¹]	Objemový průtok extenzními vyrovnávacími ventily
Q_{PC}	[m ³ · s ⁻¹]	Objemový průtok kompresními ventily v pístu
Q_{PE}	[m ³ · s ⁻¹]	Objemový průtok extenzními ventily v pístu
Q_a	[J]	Teplo dodané plynu
Q_b	[J]	Teplo dodané tělu tlumiče
Q_f	[J]	Teplo dodané kapalině
Q_o	[J]	Teplo odvedené do okolí
T_{∞}	[K]	Teplota okolí (v dostatečné vzdálenosti od povrchu)
T_W	[K]	Teplota na daném povrchu
V_{DC}	[m · s ⁻¹]	Rychlosti pístu vůči pracovnímu válci tlumiče při kompresi
X_{DC}	[m]	Změna polohy pístu vůči pracovnímu válci tlumiče
c_k	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita kapaliny
c_t	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita těla tlumiče
c_v	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita za konstantního objemu
c_{vp}	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita plynu za konstantního objemu
k_{FC}	[Pa · s · m ⁻³]	Lineární odpor kompresního vyrovnávacího ventilu
k_{FE}	[Pa]	Lineární odpor extenzního vyrovnávacího ventilu
k_{PC}	[Pa · s · m ⁻³]	Lineární odpor kompresního ventilu v pístu
k_{PE}	[Pa]	Lineární odpor extenzního ventilu v pístu
m_k	[kg]	Hmotnost kapaliny,
m_p	[kg]	Hmotnost plynu
m_t	[kg]	Hmotnost těla tlumiče
v_{DCmax}	[m · s ⁻¹]	Maximální rychlost při kompresi
w_x	[m · s ⁻¹]	Složka vektoru rychlosti v kvadratickém souřadném systému
w_y	[m · s ⁻¹]	Složka vektoru rychlosti v kvadratickém souřadném systému
w_z	[m · s ⁻¹]	Složka vektoru rychlosti v kvadratickém souřadném systému
x_r	[m]	Relativní změna polohy pístu vůči tělu tlumiče
μ_M	[-]	Součinitel tření mezi těsněním pístu a povrchem válce
σ_0	[W · m ⁻² · K ⁻⁴]	Stefan-Boltzmannova konstanta
ΔP_{St}	[Pa]	Tlaková ztráta

1D	[–]	Jednorozměrný systém
2D	[–]	Dvourozměrný systém
3D	[–]	Třírozměrný systém
<i>DSSV</i>	[–]	Dynamic suspensions spool valve
<i>h</i>	[<i>m</i>]	Vzdálenost od referenční hladiny
<i>h_v</i>	[<i>m</i>]	Zdvihu ventilu
<i>A</i>	[<i>J</i>]	práce vykonaná tlumičem
<i>D</i>	[<i>m</i>]	Charakteristický rozměr
<i>Gr</i>	[–]	Grashofovo číslo
<i>K</i>	[–]	Ztrátový součinitel
<i>L</i>	[<i>m</i>]	Výška válce
<i>L_{ch}</i>	[<i>m</i>]	Charakteristický rozměr (pro válec průměr válce)
<i>P</i>	[<i>Pa</i>]	Statický tlak
<i>Pr</i>	[–]	Prandtlovo číslo
<i>Q_v</i>	[<i>m³ · s⁻¹</i>]	Objemový průtok
<i>Q</i>	[<i>J</i>]	Teplo
<i>R_v</i>	[<i>m</i>]	Poloměr průtočné plochy ventilem
<i>R</i>	[<i>K · m · W⁻¹</i>]	Tepelný odpor
<i>Re</i>	[–]	Reynoldsovo číslo
<i>T</i>	[<i>K</i>]	Teplota
<i>U</i>	[<i>J</i>]	vnitřní energie
<i>a</i>	[<i>m² · s⁻¹</i>]	Teplotová vodivost
<i>d</i>	[–]	Totální diferenciál
<i>g</i>	[<i>m · s⁻²</i>]	Gravitační zrychlení
<i>grad</i>	[–]	Vektor určující směr největšího růstu
<i>ln</i>	[–]	Přirozený logaritmus
<i>m</i>	[<i>kg</i>]	Hmotnost
<i>u</i>	[<i>m · s⁻¹</i>]	Rychlost proudění kapaliny
<i>v</i>	[<i>m · s⁻¹</i>]	Rychlost pohybu pístu vůči tělu tlumiče
<i>x</i>	[–]	Osový směr x v kvadratickém souřadném systému
<i>y</i>	[–]	Osový směr y v kvadratickém souřadném systému
<i>z</i>	[–]	Osový směr z v kvadratickém souřadném systému
ΔT_n	[<i>K</i>]	Rozdíl teploty mezi kapalinou a plynem

ΔT	[K]	Rozdíl teploty mezi kapalinou a okolím
α	[W · m ⁻² · K ⁻¹]	Součinitel přestupu tepla
γ	[K ⁻¹]	Objemová roztažnost
δ	[–]	Parciální derivace
ε	[–]	poměrná zářivost (emisivita)
λ	[W · m ⁻¹ · K ⁻¹]	Součinitel tepelné vodivosti
μ	[Pa · s]	Dynamická viskozita
ν	[m ² · s ⁻¹]	Kinematická viskozita
π	[–]	Ludolfovo číslo (pí)
ρ	[kg · m ⁻³]	Hustota
τ	[s]	Čas
ϕ	[°]	Úhel výseče