



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

ZAŘÍZENÍ PRO MĚŘENÍ TŘENÍ VZPĚRY MACPHERSON

DEVICE FOR MEASUREMENT OF MACPHERSON STRUT FRICTION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Štěpán Čapek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Štěpán Čapek
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.
Akademický rok:	2023/2024

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

Zařízení pro měření tření vzpěry MacPherson

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Zavěšení typu MacPherson je jednou z nejrozšířenějších variant uložení předních kol u osobních vozidel, jelikož přináší mnoho výhod. Oproti ostatním typům zavěšení však tlumič nepřenáší síly pouze ve směru jeho osy, ale dochází i k ohybovému namáhání tlumiče, což zvyšuje tření v tlumiči. Tření však zhoršuje jak jízdní vlastnosti vozidla, tak komfort posádky. V extrémních případech může být tření tak velké, že dojde k úplnému zablokování tlumiče a přenosu velkých rázů do vozidla. Pomocí speciálního měřicího stavu by bylo možné stanovit velikost tření v různých podmínkách a hodnotit konstrukční opatření pro jeho snižování.

Cíle diplomové práce:

Základní popis zavěšení typu MacPherson a jeho srovnání s dalšími typy.

Kvantifikace sil přenášených vzpěrou během jízdy.

Konstrukční návrh zařízení pro měření tření i během ohybového namáhání. Pevnostní kontrola základních konstrukčních celků zařízení.

Seznam doporučené literatury:

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

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

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

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

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá vývojem zařízení pro měření tření v tlumičové vzpěře typu MacPherson. Práce popisuje mechanické tření, které vzniká v kontaktech jednotlivých částí tlumičové vzpěry. Dále osahuje popis zavěšení MacPherson a jeho porovnáním s dalšími typy zavěšení kola, kvantifikaci sil působící na tlumič při standardním provozu vozidla a v neposlední řadě konstrukční návrh zařízení pro měření zvýšeného tření v tlumiči při jeho zatížení boční silou. V závěru práce jsou popsány výsledky MKP výpočtů napětí a deformace zařízení, které ověřují výsledný návrh.

KLÍČOVÁ SLOVA

MacPherson, tlumič, tlumičová vzpěra, tření, měřicí zařízení, testování tlumičů, zavěšení kol, MKP výpočty, multibody simulace

ABSTRACT

This thesis focuses on the development of a device for measuring friction in a MacPherson strut. The thesis describes the mechanical friction that arises in the contacts of individual parts of the strut. It also includes a description of the MacPherson suspension and its comparison with other types of wheel suspensions, quantification of the forces acting on the strut during standard vehicle operation, and, last but not least, the design of a device for measuring increased friction in the strut when it is subjected to lateral force. The conclusion of the thesis describes the results of FEM (Finite Element Method) calculations of stress and deformation of the device, which verify the final design.

KEYWORDS

MacPherson, damper, strut, friction, measuring device, damper testing, wheel suspension, FEM calculations, multibody simulations

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ČAPEK, Štěpán. *Zařízení pro měření tření vzpěry MacPherson*. Brno, 2024. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/153985>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Petr Hejtmánek.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24. května 2024

.....

Bc. Štěpán Čapek

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat Ph.D. Petru Hejtmánkovi za věcné připomínky a rady při konzultacích, pohotové jednání a skvělou komunikaci při řešení vyvstalých potíží v průběhu řešení práce.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Zavěšení MacPherson.....	12
1.1 Hlavní komponenty	12
1.1.1 Spoj vzpěry s těhlicí	14
1.1.2 Tlumič.....	16
1.2 Silový rozbor zavěšení MacPherson.....	21
1.3 Mechanické tření v tlumiči a jeho eliminace.....	22
1.3.1 Vliv na jízdní komfort a dynamiku.....	24
1.3.2 Vyosení pružiny vůči ose tlumiče	24
1.4 Velikost třecí síly v tlumiči	25
2 Kvantifikace sil působících na tlumičovou vzpěru MacPherson.....	26
2.1 Parametry použitého modelu	26
2.2 Jízda po nerovnostech vozovky	27
2.3 přejezd přes zpomalovací retardér	28
2.4 Změna jízdního pruhu.....	29
2.5 Krizové brzdění	30
2.6 Shrnutí výsledků ze simulací jízdních manévřů	30
3 Komerčně dostupné testovací zařízení a způsob zatížení tlumiče boční silou	31
3.1 Komerčně dostupné zařízení pro měření tření v tlumiči	31
3.1.1 MTS Model 849.15.....	31
3.2 Simulace způsobu zatížení a rozložení napětí v tlumiči.....	32
4 Konstrukční návrh zařízení.....	33
4.1 Princip funkce testovacího zařízení	33
4.2 Hlavní konstrukční prvky rámu.....	35
4.3 Měření aplikované síly na tlumičovou vzpěru	39
4.3.1 Univerzální plochý siloměr Futek LCF450 FSH04171	40
4.3.2 In-line snímač zatížení Futek LCM 300 FSH03933	41
4.4 Výběr typu pohonu zařízení	41
4.4.1 Elektrohydraulický pohon Cytromotion.....	41
4.4.2 Servopneumatický lineární pohon Festo	42
4.5 Elektromechanický lineární aktuátor Bosch Rexroth EMC	43
4.5.1 Lineární aktuátor pro aplikaci boční síly.....	43
4.5.2 Lineární aktuátor pro stlačení tlumiče	44
4.6 Řízení elektromechanických aktuátorů EMC.....	45
4.7 Výběr lineárního vedení	46
4.7.1 Lineární vedení axiálního snímače síly	46
4.7.2 Lineární vedení výsuvného stolu.....	47
5 Pevnostní výpočty konstrukce měřícího zařízení.....	49
5.1 Konečnoprvková analýza výsuvného stolu	49
5.1.1 Celkové napětí Von mises	52
5.1.2 analýza deformace stolu	55
5.2 Konečnoprvková analýza horní příčky a nosných trubek	56

5.2.1	Celkové napětí Von mises.....	58
5.2.2	Analýza deformace horní příčky a nosných trubek	60
Závěr	61
Použité informační zdroje	62
Seznam použitých zkratk a symbolů	66

ÚVOD

Systém odpružení MacPherson, široce používaný v moderním automobilovém průmyslu, představuje klíčovou součást ovlivňující dynamiku a komfort vozidla. Tento typ zavěšení, pojmenovaný po Earle S. MacPhersonovi, který tuto konstrukci navrhl na konci 40. let, je nejrozšířenějším zavěšením osobních a lehkých užitkových automobilů převážně kvůli svému kompaktnímu designu, nízké výrobní ceně a nízkým servisním nákladům. Na rozdíl od složitějších a sofistikovanějších konstrukcí zavěšení kola, spojuje vzpěra MacPherson tlumič a posuvné vedení kola do jednoho celku, což nejen zjednodušuje systém zavěšení, ale také zmenšuje potřebný prostor v motorovém prostoru.

Nevýhodou této konstrukce je však přítomnost zvýšeného tření ve vzpěře při jejím bočním zatížení. Toto tření pak zhoršuje jízdní komfort vozidla a v některých jízdních situacích může i zhoršit jízdní vlastnosti vozidla a s tím i jeho bezpečnost. Právě proto je nutné provést detailní analýzu toho, kde toto tření vzniká, jakých hodnot může dosahovat a zjistit velikost síly, která toto zvýšené tření ohybem tlumiče způsobuje.

Při snaze o eliminaci tohoto tření je nutné optimalizovat použité materiály a konstrukci tlumičové vzpěry. Každou změnu v konstrukci je ale nutné otestovat a zjistit, jaký vliv má změna na třecí sílu v tlumiči za ohybu a také další vlastnosti tlumiče.

Komerčně dostupná testovací zařízení ale neumožňují zatížit vzpěru boční silou stejným způsobem, jako je namáhána na vozidle. Tento jiný způsob zatížení mění rozložení napětí a deformaci částí tlumiče, které mohou mít vliv na zkoumané tření.

Proto je nutné zkonstruovat zařízení, které bude určené primárně pro účely měření tohoto tření a bude zatěžovat vzpěru tak, jak je zatěžována na vozidle.

Následně je potřeba provést pevnostní výpočty jednotlivých částí, aby byla zaručena funkčnost a bezporuchový provoz zařízení.

1 ZAVĚŠENÍ MACPHERSON

Zavěšení typu MacPherson je nejrozšířenějším typem zavěšení všech osobních a malých užitkových vozů. Je odvozeno od lichoběžníkové nápravy, od které se liší tím, že je horní rameno nahrazeno posuvným vedením (tlumičovou vzpěrou). [1] Na rozdíl od ostatních typů zavěšení, jako již zmiňované lichoběžníkové zavěšení či víceprvkové zavěšení, kde tlumič slouží pouze k tlumení systému zavěšení kola, tlumičová vzpěra MacPherson zastává i funkci posuvného vedení kola. [2]

Nejčastěji se používá pro zavěšení kol přední nápravy, jsou ale vozy, kdy bylo použito i pro zadní nápravu. Například u automobilu Alfa Romeo 156 [1] nebo u závodního automobilu Škoda RS Rally 2, kde je zavěšení MacPherson použito místo vlečené nápravy s příčnou vzpěrou, která je použita u sériové verze tohoto vozu. [3]

Oproti jiným řešením je jeho konstrukce nesporně jednodušší, tím pádem i levnější na výrobu a následný servis. V porovnání s lichoběžníkovým zavěšením a víceprvkovým zavěšením zabírá v motorovém prostoru tato konstrukce mnohem méně místa, a je proto vhodná pro vozy s motorem uloženým napříč. Na druhou stranu uložení tlumičové vzpěry do karoserie musí být poměrně vysoko, a tak není příliš vhodné pro sportovní a nízké vozy. [1] Ideální karoserií pro zavěšení MacPherson je tedy v současné době velmi rozšířené SUV. Tyto vozy jsou poměrně vysoké, většina vozidel nižší třídy má motor uložený napříč, a nepředpokládá se u těchto vozidel sportovní jízda, při které by bylo potřeba kinematicky přesné vedení kola, které poskytuje lichoběžníkové nebo víceprvkové zavěšení.

1.1 HLAVNÍ KOMPONENTY

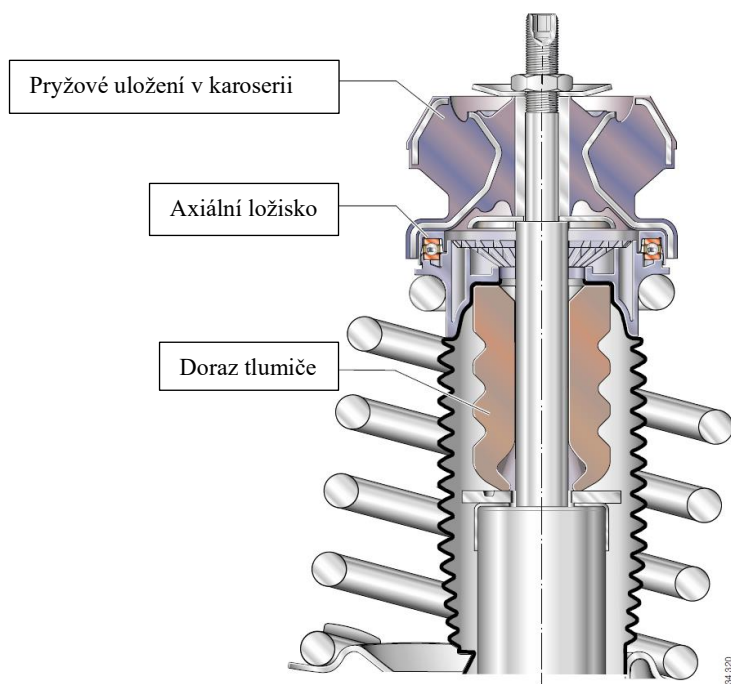
Zavěšení je spolu s karoserií spojeno třemi kinematickými body. Dvěma body je uchyceno výkyvné rameno, které je uloženo šikmo ke karoserii vozidla. Kolo je spolu s těhlicí uchyceno k rameni pomocí kulového čepu, který umožňuje vzájemný pohyb těhlice vůči rameni při propružení zavěšení, nebo natočení kola v zatáčce. Těhlice je pak pevně spojena se vzpěrou, která je přes horní pružné uložení tlumiče uchycena ke karoserii. Horní uložení tlumiče, je tedy třetím bodem. [4]

HORNÍ ULOŽENÍ TLUMIČE

Toto spojení tlumičové vzpěry s karoserií zajišťuje jejich vzájemný pohyb při zatáčení nebo propružení kola. Uložení tlumičové vzpěry se ve většině případů skládá z valivého ložiska a pryžového puku. Rozdílné horní uložení je například u závodních vozů. Valivé ložisko je zde použito kvůli vzájemnému otáčení misky pružiny vůči karoserii kolem osy tlumiče při natáčení kola, a pryžový puk dovoluje vyklonění tlumiče vůči karoserii. Pryžový puk tlumí malé vibrace, které by jinak přecházely do karoserie a výrazně by zhoršily komfort ve voze. [5]

Jak již bylo zmíněno, u závodních vozů je místo valivého ložiska a pryžového puku použitý kulový čep. Ten sice netlumí vibrace, které se přenáší do karoserie, ale při zatížení se kvůli deformaci pryžového puku nemění geometrie zavěšení kola. [5]

Ložisko se nachází mezi horní miskou pružiny a uložením spojeným s karoserií. Miska pružiny se při natočení kol může odvalovat po uložení v karoserii. Pístnice tlumiče se ale při natočení kol neotáčí. Je totiž skrze pryžový silentblok maticí uchycena ke karoserii. To znamená, že se při natočení kol pístnice vůči tělu tlumiče a pružině volně otáčí, a vůči karoserii je v klidu. [6]



Obr. 1 Řez horním uložením tlumiče [6]

KYVNÉ RAMENO

Výkyvné rameno je společně s karoserií spojeno pomocí pryžových silentbloků, které svou deformací umožňují výchylku ramene při propružení nápravy. Dalším důvodem, proč jsou silentbloky použity je i tlumení rázů na karoserii a zamezení přenosu vibrací do karoserie, stejně jako u horního uložení vzpěry. [1] Rameno je často z lisovaného ocelového plechu, což snižuje především náklady na výrobu. U dražších vozidel, případně vozidel s větším zatížením, jsou ramena odlitek z hliníku, případně mohou být litinová. Společně s těhlicí se totiž jedná o nejvíce namáhanou část zavěšení.



Obr. 2 kyvné rameno zavěšení [7]

TĚHLICE

Těhlice je klíčová část nápravy, která přenáší veškeré síly působící na kolo. V těhlici je uchyceno ložisko kola, ve kterém se otáčí náboj kola. K náboji kola je přišroubovaný kotouč, případně buben bubnové brzdy a disk kola. Přímou k těhlici je poté přišroubovaný držák třmene brzdy, nebo nosný plech bubnové brzdy. K těhlici je poté pevně uchycena tlumičová vzpěra.



Obr. 3 Těhlice vozu Škoda Karoq [8]

1.1.1 SPOJ VZPĚRY S TĚHLICÍ

Tento spoj vzpěry a těhlice je pro navržení spoje tlumiče s testovacím zařízením velmi důležitý. Jelikož se nejedná o unifikovaný díl, a každý výrobce používá jiný typ uchycení vzpěry s těhlicí, je potřeba zjistit, jaké konkrétní typy spojů se používají.

UCHYCENÍ OBJÍMKOU

Při návrhu konstrukce zavěšení typu MacPherson výrobci nejčastěji používají čtyři typy uchycení. První a nejčastější typ uchycení je svěrný spoj pomocí objímky, která je součástí těhlice. Do této objímky se poté zasune plášť vzpěry, a šroubem se objímka dotáhne. Výsledkem je třecí spoj, který zamezuje pootočení tlumiče vůči těhlici a zároveň přeneše veškeré axiální síly, které působí na vzpěru. Tento typ uchycení je používán například u většiny aut koncernu Volkswagen. I zde se ale najdou výjimky.

UCHYCENÍ DVĚMA ŠROUBY SKRZE VIDLICI NA TĚLE TLUMIČE

Dalším velmi častým typem uchycení je uchycení pomocí dvou šroubů a vidlice na těle tlumiče. K plášti tlumiče jsou přivařeny dva úchyty, mezi které se vloží uchycení na těhlici, a pomocí dvou šroubů se pevně spojí. Tento typ uchycení se používá převážně kvůli zjednodušení odlitku těhlice a snížení neodpružených hmot oproti řešení s objímkou, kde musí být těhlice větší. Nevýhodou může být nižší tuhost tohoto spoje.

UCHYCENÍ VIDLICÍ NA TĚHLICI

Toto uchycení je používáno zejména u aplikací, kde se bere velký zřetel na váhu a tuhost systému. Tento typ uchycení je používán u vozidel WRC, nebo WTCC, které zavěšení typu MacPherson používají, jako například u vozu Fabia RS Rally 2.



Obr. 4 uchycení vzpěry na vozu Fabia RS Rally 2

UCHYCENÍ ADAPTÉREM

Dalším konstrukčním řešením, které se používá, je spojení pomocí adaptéru. V tomto případě není uchycen k těhlici přímo tlumič, ale pouze adaptér, do kterého se poté vloží patrona tlumiče, a zajistí se šroubem. Toto řešení výrazně zlevňuje servis a případnou výměnu tlumiče. [2]



Obr. 5 příklady uchycení tlumičů [9]

Uvedené typy spojů patří mezi nejpoužívanější. Každý má ale jiné rozměry, a tak ani když se jedná o stejný typ spoje, nejsou tlumiče různých vozů mezi sebou zaměnitelné. Kvůli tomuto faktu tak není možné vytvořit návrh univerzálního upínání tlumiče, a je třeba navrhnout adaptér vždy pro konkrétní testovaný tlumič.

1.1.2 TLUMIČ

Tlumič má v systému zavěšení velmi důležitou úlohu a velmi ovlivňuje bezpečnost vozu a jeho jízdní vlastnosti. Musí totiž zaručit pokud možno nepřerušovaný styk kola s vozovkou. Dále má velký vliv na jízdní komfort, protože tlumí rázy při přejezdu přes nerovnosti vozovky, které by jinak byly přeneseny do karoserie skrze doraz odpružení. [1]

Tuto energii, kterou ze systému tlumič odebírá, mění v tepelnou energii třením v kapalině, kontaktu vzájemně se pohybujících těsnění a dalších součástí. Převážná většina této energie je ale mařena zmiňovaným hydraulickým třením v oleji, kterým je tlumič naplněn. Tento olej protéká skrze přesně naladěné škrťací ventily, které určují charakteristiku tlumení v závislosti na rychlosti stlačování tlumiče. [1]

Vzhledem k tomu, že tlumič kromě maření přebytečné energie ze systému zavěšení také přenáší část boční síly, je namáhán ohybovým momentem. Kvůli tomuto namáhání je nutné zesílit celé tělo tlumiče. Například průměr pístnice se pohybuje v rozmezí 18–25 mm a u lehkých nákladních automobilů dosahuje průměr pístnice až 28 mm. [2] To je výrazně více, než je tomu u vozidel s lichoběžníkovým zavěšením nebo víceprvkovým zavěšením.

V dnešní době se používají výhradně teleskopické dvojčinné kapalinové tlumiče. Dvojčinné tlumiče jsou takové, které odebírají energii ze systému v obou směrech (stlačení a odskok), přičemž v každém ze směrů mohou mít odlišnou charakteristiku. Zpravidla při stlačování odebírají menší množství energie, než při pohybu kola směrem od karoserie. [4]

Olej v tlumiči je pracovním pístem rozdělen do dvou pracovních komor, přičemž při proudění kapaliny z jedné komory do druhé proudí skrze přesně navržené škrťací ventily.

Průtok oleje skrze ventily může být regulován také pomocí elektronicky ovládaného prvku, a charakteristika tlumiče tak může být upravena v závislosti na aktuální jízdní situaci. [4]

Z hlediska náplně tlumiče se používají dva typy tlumičů. [4]

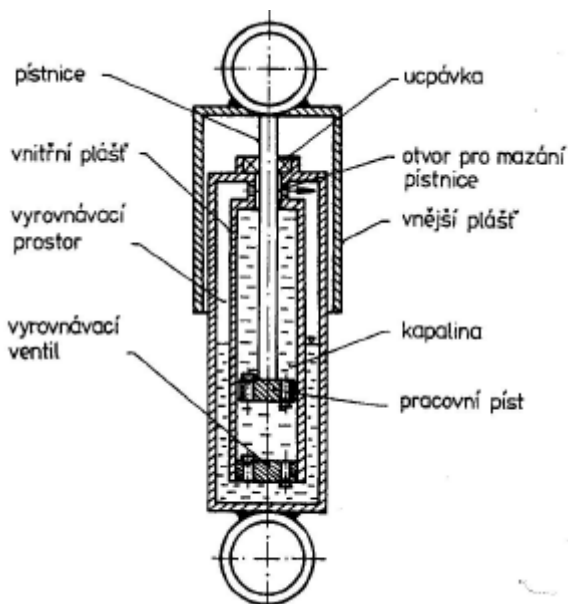
- Prvním typem jsou tlumiče kapalinové, u kterých je pracovní látkou olej, a zbylý prostor je zaplněn vzduchem o atmosférickém tlaku. Tudiž tyto tlumiče nepracují s přetlakem. [4] To má velkou nevýhodu v tom, že při rychlém stlačení, nebo odskoku tlumiče může v oleji kvůli vzniklému podtlaku dojít ke kavitaci, což může způsobovat například hluk, který by mohl obtěžovat pasažéry, ale hlavně by mohlo dojít k poškození vnitřních částí tlumiče.
- Dalším typem, který je mnohem více používaný, je typ plynokapalinový, u kterých je hlavní pracovní látkou olej, přičemž zbylý prostor zabírá stlačený dusík. Tím pádem tlumič pracuje s trvalým přetlakem, což snižuje pravděpodobnost vzniku kavitace.

Z pohledu funkce a konstrukce tlumiče se používají převážně čtyři typy tlumičů: [4]

- **DVOUPLÁŠŤOVÝ TLUMIČ**

Z hlediska konstrukce se nejčastěji používá dvouplášťový tlumič. Název tohoto tlumiče je odvozen podle počtu plášťů pracovních válců, přičemž tlumič má ještě jeden plášť ochranný, který chrání pracovní válce před promáčknutím, případně jiným poškozením. [4]

Princip dvouplášťového tlumiče spočívá v tom, že při stlačování tlumiče s přepouští kapalina z jedné pracovní komory do druhé, a zatlačováním pístnice do prostoru pracovní komory se mění objem pracovního prostoru. Přebytečný olej, který je vytlačen pístnicí, pak skrze ventil proudí do vyrovnávacího prostoru mezi prvním a druhým pracovním válcem. Plyn, který u plynokopalinových tlumičů vyplňuje zbytek prostoru mezi prvním a druhým plášťem, se pohybuje v rozmezí 0,2 až 0,8 MPa. [4]

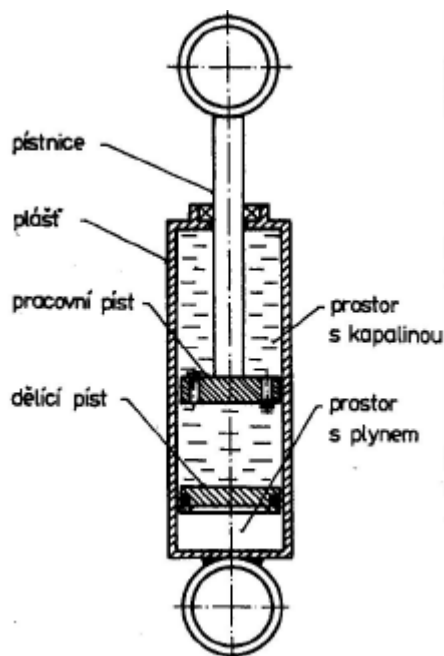


Obr. 6 Nákres řezu dvouplášťovým tlumičem [1]

- **JEDNOPLÁŠŤOVÝ TLUMIČ**

Stejně jako dvouplášťový tlumič má i jednoplášťový tlumič ochranný plášť, který chrání pracovní válec před poškozením.

Rozdíl mezi těmito tlumiči spočívá v tom, že přebytečný olej při stlačování tlumiče neproudí mezi dva pláště skrze ventil, ale tento rozdíl v objemu je vyrovnán stlačením plynu odděleného od oleje pomocí plovoucího pístu. Ten je umístěn ve stejném pracovním válci jako pracovní píst s pístnicí (může být ale umístěn i v nádobce umístěné mimo tělo tlumiče). Tlak plynu v této oddělené komoře dosahuje tlaku až 3 MPa. Jednoplášťové tlumiče tedy mohou být pouze plynokapalinové. [4]



Obr. 7 Návrh řezu jednoplášťovým tlumičem [1]

- **UPSIDE DOWN TLUMIČE**

Tyto tlumiče principiálně vychází z jednoplášťových tlumičů. Jsou používány u vozidel, kde je tlumičová vzpěra namáhána velkým ohybovým momentem, a zároveň je brán velký zřetel na přesnost vedení kola, a tedy eliminaci průhybu tlumičové vzpěry. Příkladem mohou být vozy WRC a další závodní vozy.

Pracovní válec tlumiče s pístnicí jsou otočeny o 180° a přes tělo tlumiče je pak převlečena další trubka. Ohybový moment je pak zachycen v kontaktu těchto dvou trubek, a není tak namáhána pístnice tlumiče. Tlak v kontaktu ploch je mnohem menší, díky čemuž tlumič odolá vysokému zatížení po delší dobu. Tuhost a přesnost vedení kola při velkém bočním zatížení je ve srovnání se standardní konstrukcí mnohem vyšší. Standardní konstrukce tlumiče, kde je ohybový moment přenášen přímo přes pístnici tlumiče, má deformace výrazný vliv především na odklon kola při průjezdu zatáčkou.

Pístnice tlumiče nemusí být tedy tak robustní, a díky tomu je i možné snížit hmotnost tlumičové vzpěry, což je velkým přínosem pro použití u závodních speciálů.

Na obrázku číslo 8 je částečně rozložený tlumič Öhlins TPX. Z této tlumičové vzpěry je odmontovaná převlečná trubka, která je přes dvě pouzdra se speciálním povlakem pro snížení tření v kontaktu s vnějším povrchem pracovního válce. Tento tlumič nemá komoru pro stlačený plyn uvnitř pracovního válce, ale má ji umístěnou mimo tělo tlumiče. Dvě komory pracovního válce oddělené pístem s dvěma sestavami pružinek a ventilů, kdy jedna pracuje při kompresi a druhá při odskoku tlumiče, jsou spolu s komorou pro stlačený plyn propojeny dutou pístnicí tlumiče. [10]

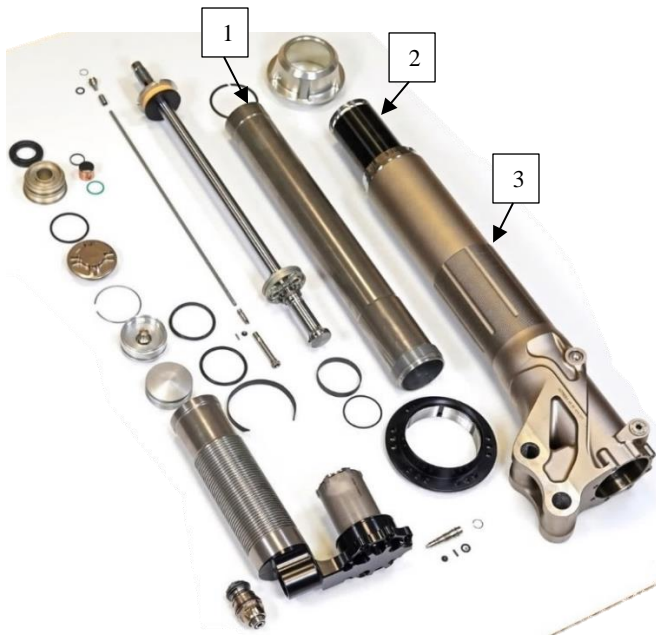
Umístění nádoby na stlačený plyn mimo tlumič umožňuje zkrácení celého tlumiče a případné prodloužení pracovní dráhy tlumiče. Také je tím zvětšena teplosměnná plocha, která chladí olej v tlumiči, a díky tomu tlumiče mohou podávat stejný výkon po celou dobu závodu. S rostoucí teplotou oleje totiž klesá jeho viskozita, a mění se tak charakteristika tlumiče. [5]



Obr. 8 částečně rozložený tlumič Öhlins TPX [10]

- **TŘÍTRUBKOVÁ TECHNOLOGIE**

Extrémní náročnost podmínek a zatížení u vozů WRC vyžaduje použití třítrubkové technologie tlumičů. Na obrázku č. 10 je rozebraný tlumič EXT WRC od výrobce Extreme Racing Shox s třítrubkovou konstrukcí, přičemž principiálně tlumič funguje stejně jako jednoplášťový tlumič s oddělenou nádobkou na stlačený plyn. Pracovní válec s pístnicí je ve standardní orientaci, není tedy otočen o 180° jako u Upside down tlumičů. Pístnice je uchycena k druhé trubce, která je vsunuta do trubky třetí. Moment přenášený tlumičovou vzpěrou je zachycen mezi těmito dvěma trubkami. Pracovní válec č. 1 s pístnicí tak není zatížen ohybovým momentem. Průměr pístnice u rozebraného tlumiče na obrázku č. 10 je 16 mm, průměr pracovního válce č. 1 je 55 mm, a průměr trubky č. 2, která je vyrobena z materiálu 15CDV6 s mezí pevnosti 1200 MPa, má průměr 60 mm. Tato trubka je opatřena speciálním DLC povlakem kvůli snížení tření mezi povrchem trubky a kluzáky, které jsou umístěny ve třetí trubce tlumiče, která je celobráběná a vyrobena z materiálu 36NiCrMo16. Tento konkrétní tlumič v různých rozměrových konfiguracích navržených na daný povrch je použitý u speciálu Hyundai i20 WRC (2019). Celková délka tlumiče zobrazeného na obrázku č. 10 je 800 mm. [11]



Obr. 10 Rozložený tlumič EXT WRC [11]



Obr. 9 Třítrubkový tlumič EXT WRC [11]

U speciálu Fabia RS Rally 2 je použitý tlumič stejné konstrukce. Na následujícím obrázku je patrné, jak je k tlumiči uchycena pružina, u které lze regulovat její předpětí a tedy i světlou výšku vozu.



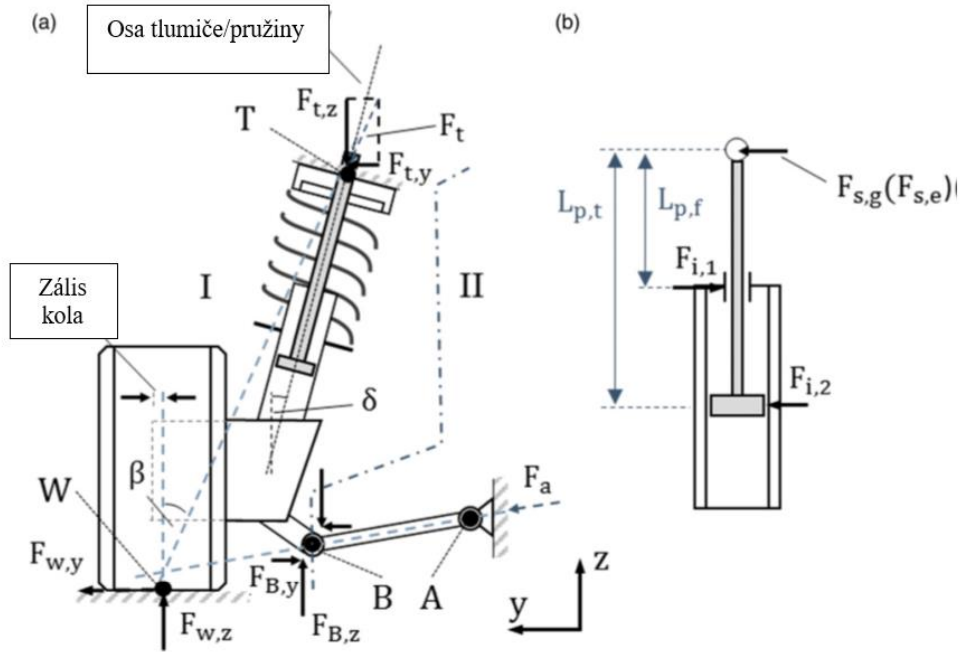
Obr. 11 Tlumič ZF na voze Fabia RS Rally 2

U těchto tlumičů je možné plně nastavovat jejich charakteristiku předepnutím pružinek ve škrťicích ventilech, a naladit charakteristiku hydraulického dorazu, který chrání tlumič před poškozením při propružení kola na maximum dráhy tlumiče. [11]

Použitím kvalitních materiálů a velkých průměrů trubek pak bylo možné eliminovat množství použitého materiálu při zachování velké tuhosti tlumiče, a tím i snížení hmotnosti.

1.2 SILOVÝ ROZBOR ZAVĚŠENÍ MACPHERSON

Tato kapitola se zabývá popisem přenosu sil v zavěšení a odvozením vzorce pro výpočet boční síly působící na tlumič. Při odvozování byl systém zavěšení zjednodušen a rozdělen na dva subsystémy. Pro každý z nich byly sepsány dvě silové a jedna momentová rovnice, protože bylo odvození provedeno pouze ve dvou osách. [12]



Obr. 12 Silové schéma zavěšení MacPherson [12]

$$F_{W,z} + F_{B,z} - F_{t,z} = 0$$

$$F_{W,y} - F_{B,y} + F_{t,y} = 0$$

$$-F_{W,y} \cdot \overrightarrow{WB_z} + F_{W,z} \cdot \overrightarrow{WB_y} - F_{t,y} \cdot \overrightarrow{TB_z} - F_{t,z} \cdot \overrightarrow{TB_y} = 0$$

$$F_{B,z} + F_{A,z} = 0$$

$$F_{B,y} + F_{A,y} = 0$$

$$F_{A,y} \cdot \overrightarrow{AB_z} + F_{A,z} \cdot \overrightarrow{AB_y} = 0$$

$$F_{t,y} = \frac{\overrightarrow{TB_y} \cdot (F_{W,y} \cdot \overrightarrow{AB_z} - F_{W,z} \cdot \overrightarrow{AB_y}) + \overrightarrow{AB_y} \cdot (F_{W,z} \cdot \overrightarrow{WB_y} - F_{W,y} \cdot \overrightarrow{WB_z})}{\overrightarrow{TB_z} \cdot \overrightarrow{AB_y} - \overrightarrow{TB_y} \cdot \overrightarrow{AB_z}}$$

$$F_{t,z} = \frac{\overrightarrow{TB_z} \cdot \overrightarrow{AB_y} \cdot F_{W,z} + \overrightarrow{AB_z} \cdot (\overrightarrow{WB_z} \cdot F_{W,y} - \overrightarrow{TB_z} \cdot F_{W,y} - \overrightarrow{WB_y} \cdot F_{W,z})}{\overrightarrow{TB_z} \cdot \overrightarrow{AB_y} - \overrightarrow{TB_y} \cdot \overrightarrow{AB_z}}$$

Transformací rovnic do souřadnicového systému tlumiče, kdy úhel δ je úhel, který svírá osa tlumiče s vertikální osou vozidla je získána výsledná boční síla, která působí kolmo na pístnici tlumiče. [12]

$$F_{s,g} = F_{t,Y} \cdot \cos(\delta) - F_{t,Z} \cdot \sin(\delta)$$

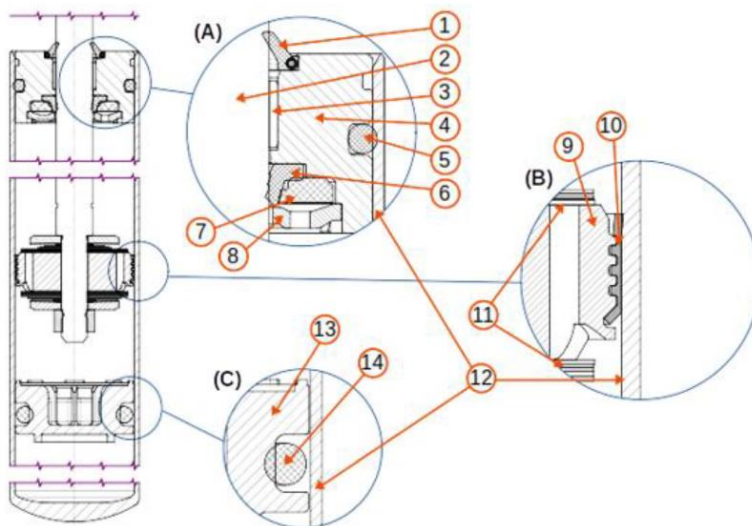
Boční síly působící na tlumič ale nepůsobí pouze v příčné ose Y, ale i v podélné ose vozidla (ose X). Během akcelerace či zpomalení působí na zavěšení podélná síla, která namáhá sestavu tlumiče a těhlice ohybovým momentem. Tato brzdná síla je poměrem vzdáleností jednotlivých kinematických bodů zachycena kyvným ramenem nápravy a horním uložením tlumiče.

1.3 MECHANICKÉ TŘENÍ V TLUMIČI A JEHO ELIMINACE

Jak již bylo zmíněno, tlumič odebírá energii ze systému dvěma způsoby. Primárním je tření v kapalině a druhým je mechanické tření mezi kontaktními plochami jednotlivých součástí.

Mechanické tření je téměř konstantní pro velký rozsah přitlačné síly a není závislé na ploše, kterou se povrchy dotýkají. Tento typ tření je závislý na teplotě, kdy s rostoucí teplotou tření mezi povrchy klesá. Projevuje se také závislost na rychlosti vzájemného pohybu kontaktních povrchů. V případě statické vzájemné polohy obou povrchů je třecí síla zhruba o 30 % vyšší než při jejich pohybu vůči sobě. Tento typ tření při jízdě přes malé nerovnosti, kdy jsou v zavěšení malé výchylky sil, může znehybnit tlumič a síly vyvolané nerovnostmi jsou přeneseny přímo do karoserie. Právě z tohoto důvodu se usiluje o minimalizaci tohoto tření. [13]

Tření vzniká mezi následujícími dvojicemi povrchů: [13]



1.	Stírací těsnění
2.	Pístnice
3.	Kluzné ložisko
4.	Pouzdro pístnice
5.	O kroužek
6.	Těsnění proti úniku oleje
7.	Statické těsnění
8.	Upevnění těsnění
9.	Pracovní píst
10.	Páska pístu
11.	Ventily
12.	Pracovní válec
13.	Plovoucí píst
14.	O kroužek

Obr. 13 Vzájemné kontakty částí jednoválcového tlumiče [13]

- Píst tlumiče – vnitřní povrch pracovního válce

Píst je do trubky vložen s určitým přesahem. Kontakt tedy vzniká mezi PTFE kroužkem a ocelovou trubkou tlumiče. Tření v tomto kontaktu výrazně roste při zatížení boční silou, protože tento kontakt je jedním ze dvou, kde je moment vyvozený na tlumič boční silou zachycen.

- Pístnice – pouzdro

Pouzdro spolu s pístnicí je druhým kontaktem, kde je zachycen ohybový moment vyvolaný boční silou na tlumič. Proto je důležité, aby bylo tření co nejnižší. V kontaktu s ocelovou pístnicí je proto použito pouzdro vyrobené obecně z mosazi, která má na kontaktním povrchu nanesený PTFE povlak.

- Pístnice – těsnění

Těsnění má dvě funkce. První má za úkol udržet tlak oleje v tlumiči a zamezit tak jeho únikům, a druhou funkcí je zamezení vniknutí nečistot a jiných cizích těles do tlumiče, a to kvůli zajištění jeho potřebné životnosti. Obecně se tedy jedná o tvarově poměrně složitý díl vyrobený z elastického materiálu, které má v sobě kovové části, které udržují požadovaný kontaktní přitlak na pístnici.

- Trubka tlumiče – vnější trubka tlumiče. (Platí pro třítrubkový typ)

V kontaktu mezi vnější trubkou a pracovní trubkou tlumiče je pouzdro vyrobené z plastu, gumy, nebo mosazi s PTFE povlakem, kvůli zajištění co možná nejnižšího tření. Dále se zde nachází těsnění, které zabraňuje vniknutí nečistot a také úniku oleje, který maže kontakt mezi pouzdrem a vnitřní trubkou tlumiče. U některých tlumičů může být použita kuličková klec, která je zde kvůli zvýšené tuhosti a snížení tření v tomto kontaktu. [14]



Obr. 14 Kuličková klec v kontaktu trubek tlumiče [14]

1.3.1 VLIV NA JÍZDNÍ KOMFORT A DYNAMIKU

Největší vliv, který má toto tření na chování vozidla, je převážně při jízdě po rovné vozovce s malými nerovnostmi. Ty vyvolají sílu na pružinu a tlumič, která má menší amplitudu než je hodnota mechanického tření tlumiče, a tato síla je pak přenesena přímo do karoserie. Vzniklé vibrace jsou částečně pohlceny v pryžovém puku v horním uložení tlumiče, ale část síly je přenesena přímo do karoserie, čímž se zhoršuje akustický komfort ve vozidle. [15]

Mechanické tření může mít také vliv na přilnavost vozidla zatáčkou po relativně rovné vozovce pouze s malými nerovnostmi. Ty v pružině a tlumiči vyvolají sílu, která má menší amplitudu, než je hodnota mechanického tření tlumiče. Tím pádem se tlumič nepohybuje a neplní tak svoji hlavní funkci, tedy neudrzuje pneumatiku v kontaktu s vozovkou. [5]

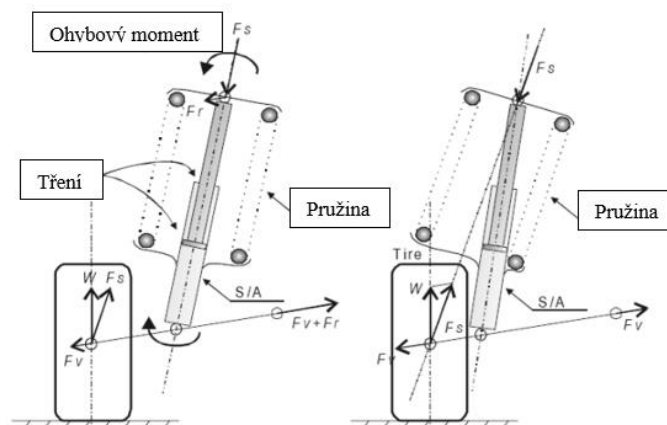
1.3.2 VYOSENÍ PRUŽINY VŮČI OSE TLUMIČE

Zmiňované technické úpravy pouze snižují důsledky, které má ohybový moment působící na tlumič. Efektivnější je snižovat co možná nejvíce síly, které tento moment vyvolávají. Toho je docíleno například vhodným natočením pružiny vůči tělu tlumiče. Pružina pak v klidovém stavu vytváří ohybový moment na tlumič, který ale působí v opačném směru než ten, kterým působí síla v kontaktu pneumatiky s vozovkou.

Výsledkem je snížení boční síly působící na tlumič, snížení přítláčné síly v kontaktech jednotlivých dvojic povrchů popsanych výše, a tím i snížení tření mezi těmito povrchy. Toto vychýlení osy pružiny vůči ose tlumiče pak má největší účinek zejména při jízdě přímým směrem, kdy na zavěšení působí od vozovky síly s malou výchylkou, které by byly vlivem tření v tlumiči jinak přeneseny přímo do karoserie.

Úhel vyosení pružiny je obecně určen tak, aby osa pružiny ležela na spojnici středu kola a středu horního uložení tlumiče, a na tlumič tak působila opačným ohybovým momentem, než kterým na něj působí tíha vozidla a rozložení sil v zavěšení. V současnosti se ale úhel vyosení pružiny určuje pomocí numerických výpočtů a simulací, aby měla tato technická úprava co možná největší přínos. [16]

Vyosení pružiny ještě bývá doplněno použitím pružiny s jinou než lineární charakteristikou, jejíž výsledná síla neleží v její ose, a pružina působí na tlumič rozdílným ohybovým momentem v závislosti na jejím stlačení. [17]

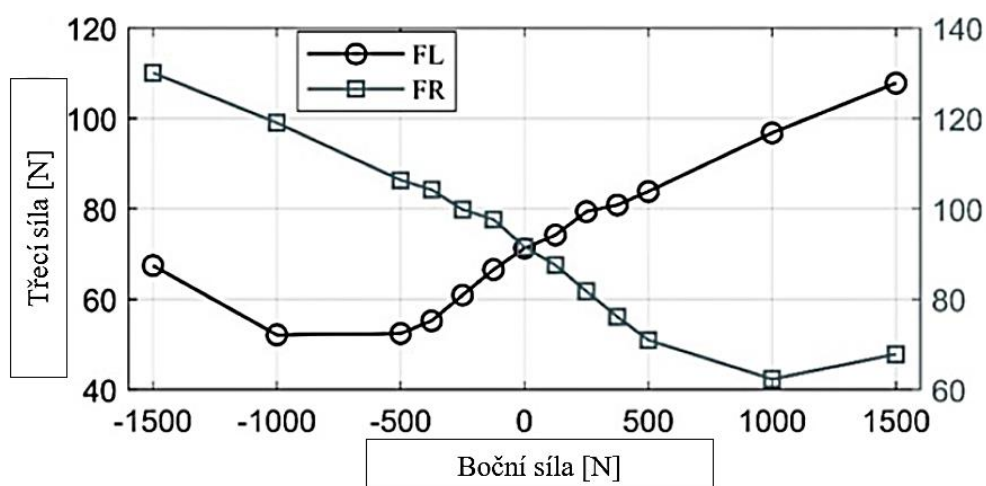


Obr. 15 Natočení osy pružiny vůči ose tlumiče [17]

1.4 VELIKOST TŘECÍ SÍLY V TLUMIČI

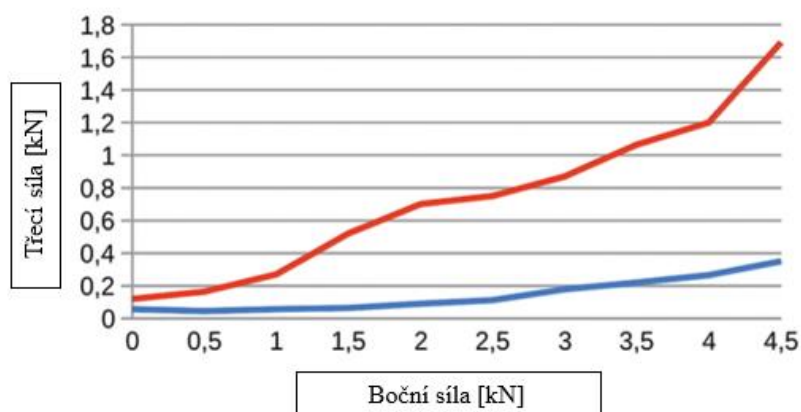
Jedním z výsledků studie provedené Clemensem Deubelem [12] je i graf závislosti vnitřního tření na velikosti bočního zatížení. Toto měření bylo provedeno na simulátoru pohybu zavěšení (SMS) od výrobce MTS Systems. Toto zařízení zatěžuje zavěšení kola, které je namontované přímo na voze. Měření bylo provedeno při rychlostech stlačení tlumiče přibližně 1 mm/s, a dráze stlačení přibližně 6 mm. Maximální naměřená hodnota zvýšeného tření je vyšší přibližně o 20 N v levém tlumiči než v pravém. To může být způsobeno odchylkami vzniklými při výrobě měřených tlumičů, případně citlivostí senzoru.

Maximální síla naměřená při bočním zatížení 1500 N dosáhla hodnoty 130 N. Je však nutné podotknout, že boční síla byla vyvozována v kontaktu pneumatiky s vozovkou, a ve studii není uvedeno, jaká síla působila v horním uložení tlumiče.



Obr. 16 Graf závislosti třecí síly na boční síle v kontaktu pneumatiky s vozovkou [12]

Podstatně vyšší hodnoty zvýšeného tření v tlumiči, blíží se 1,8 kN, znázorňuje graf závislosti velikosti třecí síly na velikosti bočního zatížení tlumiče v horním uložení, který zveřejnil výrobce tlumičů pro závodní použití KW Suspension. [14]



Obr. 17 Graf závislosti třecí síly na bočním zatížení tlumiče [14]

2 KVANTIFIKACE SIL PŮSOBÍCÍCH NA TLUMIČOVOU VZPĚRU MACPHERSON

Pro návrh zařízení je nutné znát velikost sil, které na tlumič působí v různých jízdních situacích, a podle této hodnoty pak vybírat a dimenzovat jednotlivé části. Právě z tohoto důvodu bylo provedeno několik simulací v programu MSC Adams, kde bylo nutné zjistit pouze řádově v jakých hodnotách se boční síla (a další parametry) působící na tlumič nachází.

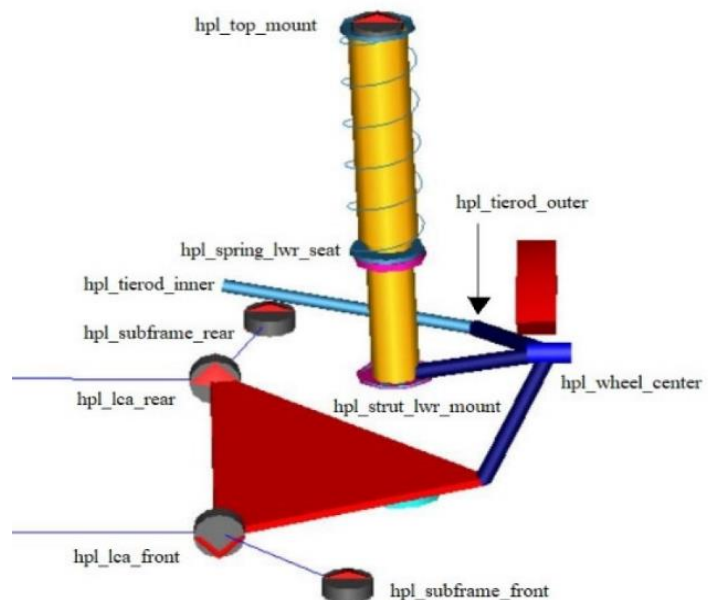
Jelikož na tlumičovou vzpěru působí nejen boční síly v příčném směru, ale i v podélném, jsou výsledné křivky v grafech v této kapitole (pokud není definováno jinak) geometrický součet sil působících na tlumičovou vzpěru v rovině, jejíž normála je osa tlumiče.

2.1 PARAMETRY POUŽITÉHO MODELU

Pro účely této práce není potřebné znát přesné velikosti sil působících na vozidlo. Proto byl použit předdefinovaný model, který je součástí instalačního balíčku MSC Adams s názvem „Crossover AWD“. Tento model má přední nápravu typu MacPherson. Osa pružiny na tlumičové vzpěře leží v ose tlumiče, tudíž nebudou výsledné síly působící na vzpěru ovlivněny jejím vyosením. Celková váha vozu je 1855 kg.

Kinematické body použitého modelu zavěšení MacPherson jsou vypsány v následující tabulce a znázorněny na obrázku č. 18:

Kinematický bod	x	y	z
Hpl_lca_front	-165	-400	190
Hpl_lca_outer	15	-700	175
Hpl_lca_rear	235	-390	205
Hpl_spring_lwr_seat	75	-640	465
Hpl_lwr_mount	75	-650	290
Hpl_subframe_front	-365	-550	215
Hpl_subframe_rear	435	-450	190
Hpl_tierod_inner	242	-400	300
Hpl_tierod_outer	185	-690	300
Hpl_top_mount	92,5	-630	755
Hpl_wheel_center	35	-880	340



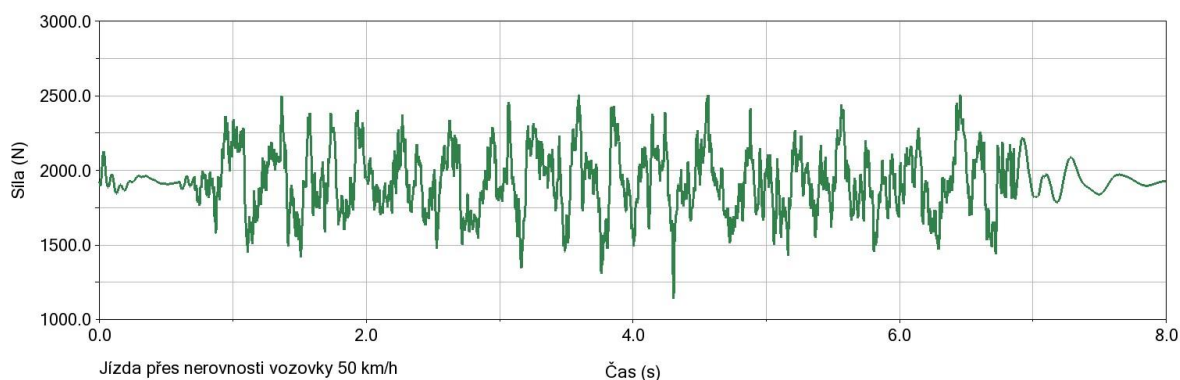
Obr. 18 Model zavěšení MacPherson v MSC Adams

2.2 JÍZDA PO NEROVNOSTECH VOZOVKY

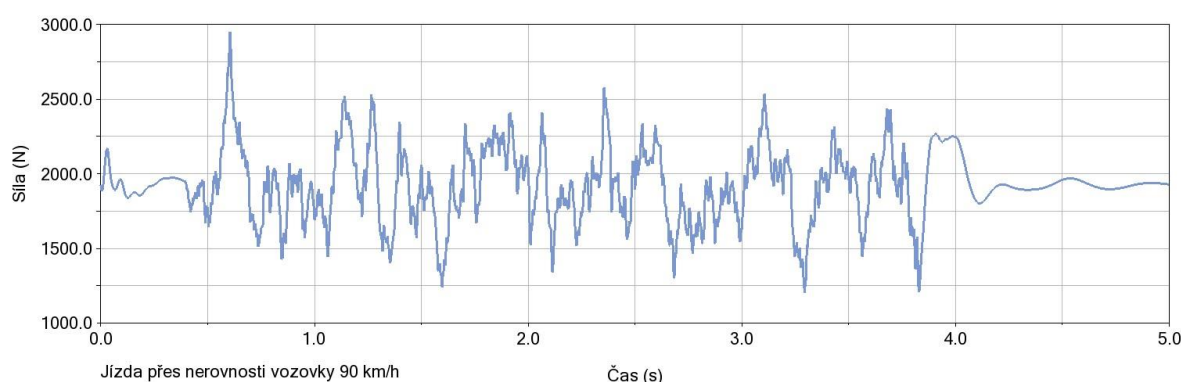
První simulace, která byla provedena, je zaměřena na klasický provoz na silnicích nižších tříd, které často mají křivý povrch s výmoly. Simulace byla provedena pro dvě rychlosti přejezdu přes nerovnosti – první pro 50 km/h a druhá pro 90 km/h.

Před samotným spuštěním simulace bylo třeba nadefinovat testovací trať, po které model vozidla pojedje. Pro tyto účely byla použita překážka Roughness v prostředí Adams Car pro úpravy a vytváření testovacích tratí. Tento typ překážky je popsán Sayerovým modelem drsnosti, který profil trati popisuje třemi parametry G_e , G_s a G_a . Koeficient G_e přitom definuje nerovnosti s velkou amplitudou a malou vlnovou délkou, což mohou být například výmoly. Naopak parametr G_a definuje amplitudu nerovností velkou vlnovou délkou. V tomto případě se tedy může jednat o nerovnosti vytvořené například při pokládce povrchu vozovky. Parametr G_s pak definuje nerovnosti se střední vlnovou délkou. [18]

Při modelování testovací trati byly použity parametry $G_e=0,6$; $G_s=35$ a $G_a=0,5$.



Obr. 19 Graf boční síly na tlumič při jízdě po nerovné vozovce rychlostí 50 km/h



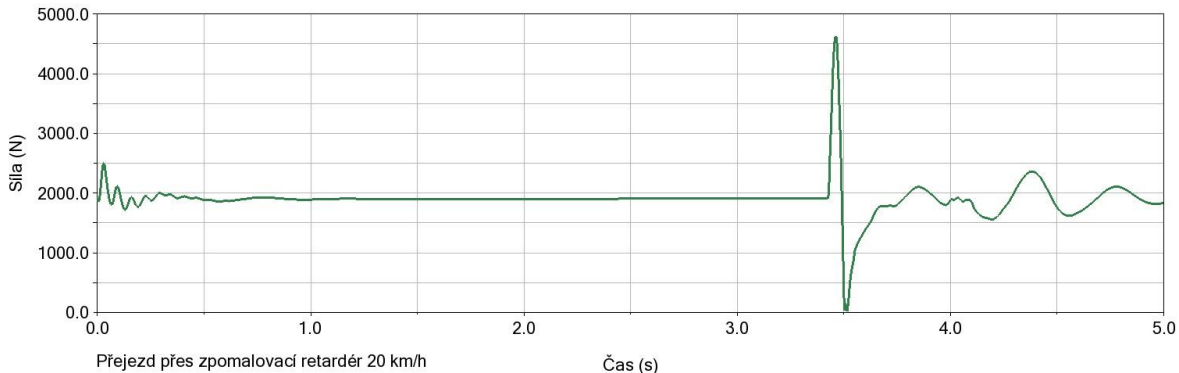
Obr. 20 Graf boční síly na tlumič při jízdě po nerovné vozovce rychlostí 90 km/h

Z výsledných grafů je zřejmé, že při jízdě po nerovné vozovce nižší rychlostí pneumatika neutlumí tolik rázů jako utlumí při vyšší rychlosti. Graf boční síly působící na tlumič má mnohem více výchylek ve velikosti síly při přejezdu nižší rychlostí. Amplituda těchto výchylek při zvýšení rychlosti ale příliš neroste.

2.3 PŘEJEZD PŘES ZPOMALOVACÍ RETARDÉR

Další zkoumanou jízdní situací byl přejezd přes plastový zpomalovací retardér určený pro rychlost přejezdu 20 km/h. Šířka tohoto retardéru je 430 mm a výška 50 mm. [19]

Zpomalovací retardér byl v programu MSC Adams modelován překážkou Sine o vlnové délce 0,86 m, amplitudě 0,05 m a délce 0,43 m. Po namodelování překážky byla provedena simulace přejezdu rychlostí 20 km/h. Následující graf je výslednice boční síly působící na tlumič:

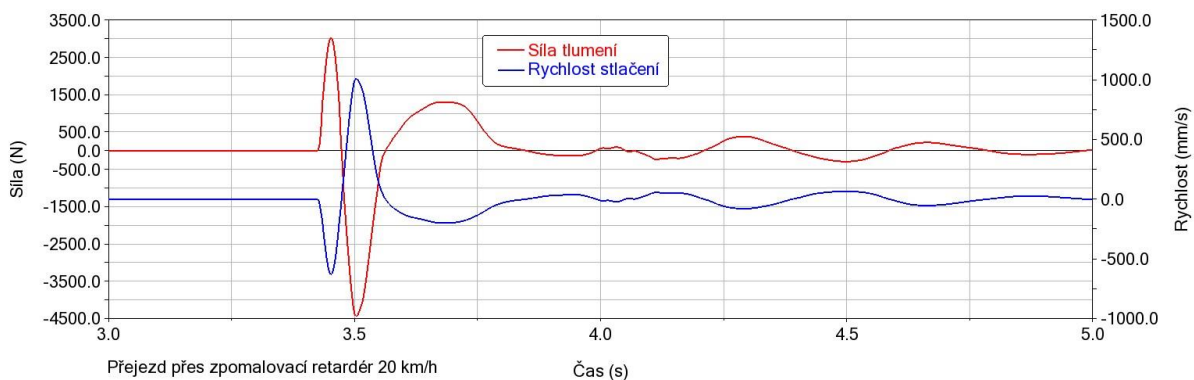


Obr. 21 Graf boční síly na tlumič při přejezdu přes zpomalovací práh

Výchylka je při přejezdu přes zpomalovací retardér podstatně vyšší než v předchozím případě. Její hodnota může být ovlivněna zvoleným modelem pneumatiky Pac 2002. Vhodnější by byl model Ftire (Flexible Ring Tire Model), který je ale výpočetně mnohem náročnější. Pro zjištění přibližných hodnot boční síly je tak model Pac2002 dostačující.

Maximální hodnota síly při přejezdu přes zpomalovací retardér je $F_{\max} = 4\,596$ N.

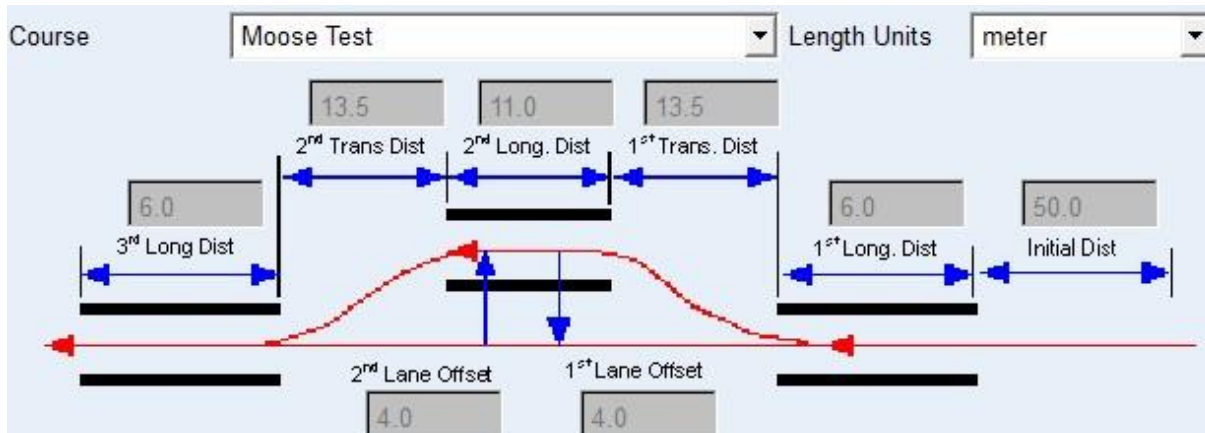
Dalšími parametry, které byly při tomto přejezdu zkoumány, je rychlost stlačení tlumiče a tlumicí síla vyvolaná přejezdem pře retardér. Tyto hodnoty jsou zobrazeny v následujícím grafu:



Obr. 22 Graf tlumicí síly a rychlosti stlačení tlumiče

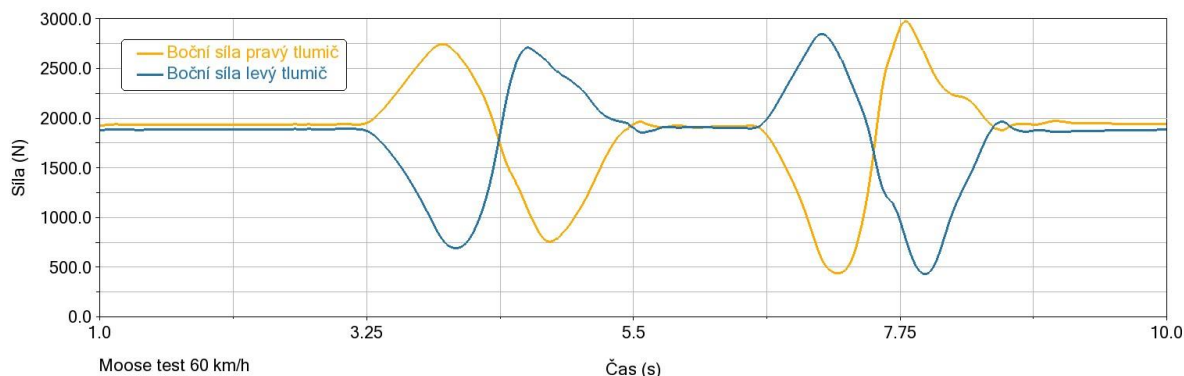
2.4 ZMĚNA JÍZDNÍHO PRUHU

Pro tento manévř byla použita předdefinovaná dráha pro losí test. Při tomto testu je simulován výhybný manévř, při kterém se nejprve prudce změní jízdní pruh a následně se vozidlo vrací zpět do původního jízdního pruhu. Na obrázku č. 23 je zobrazena dráha s délkami jednotlivých úseků, kterými vozidlo při zkoušce projíždí. Rychlost vozidla při zkoušce byla 60 km/h.



Obr. 23 Dráha pro manévř změny jízdního pruhu

Následující graf znázorňuje průběh výsledných sil působících na pravou a levou tlumičovou vzpěru v jejich horním uložení:



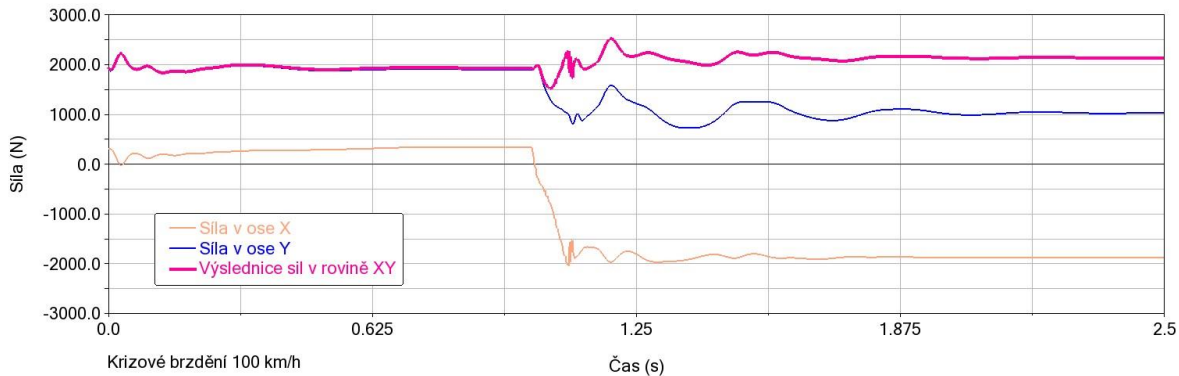
Obr. 24 Grafy velikostí bočních sil na pravý a levý tlumič při změně jízdního pruhu

Maximální síla při tomto manévřu působí na pravý tlumič při poslední korekci jízdního směru směrem doprava. Reakční síla v horním uložení tlumiče od síly působící v kontaktu pneumatiky s vozovkou působí ve stejném směru jako síla, která působí na tlumič při jízdě přímým směrem. Velikosti těchto sil se tedy sčítají. Naopak síly v horním uložení levého tlumiče působí proti sobě, čímž se absolutní hodnota jejich geometrického součtu snižuje.

2.5 KRIZOVÉ BRZDĚNÍ

Posledním simulovaným manévrem bylo krizové brzdění. Při tomto manévru je tlumičová vzpěra zatěžována přenosem podélné složky síly působící v kontaktu pneumatiky s vozovkou, a také momentem síly působící na třmen brzdy, který je přišroubovaný k těhlici.

Následující graf obsahuje křivky znázorňující průběh síly působící v horním uložení tlumiče v ose x, ose y a také jejich geometrický součet:



Obr. 25 Graf bočních sil působících na tlumič při krizovém brzdění

Při tomto manévru by se dalo předpokládat, že s rostoucím zatížením přední nápravy by se měla síla v ose y zvyšovat. Moment síly působící na tlumič při jízdě přímým směrem popsany v kinematickém rozboru zavěšení, se totiž s rostoucím zatížením zvětšuje. Brzdná síla v brzdovém třmenu, která působí na sestavu těhlice s tlumičem, vyvolává moment síly na rameni vzdálenosti středu brzdového třmenu od kulového čepu spojovacího těhlici s ramenem zavěšení. Reakční síly na tyto momenty v horním uložení tlumiče pak působí proti sobě a výsledná síla působící na tlumič se snižuje.

Součet sil v ose x a y při krizovém brzdění je oproti jízdě konstantní rychlostí větší přibližně o 200–500 N, ale mění se její směr.

2.6 SHRNUTÍ VÝSLEDKŮ ZE SIMULACÍ JÍZDNÍCH MANÉVRŮ

Maximálních hodnot boční síly bylo dosaženo při přejezdu přes zpomalovací manévr. Velikost této síly (přibližně 4600 N) bude brána v potaz při návrhu konstrukce zařízení pro měření zvýšeného tření v kontaktech komponent tlumiče za ohybu.

Maximální rychlosti stlačení tlumiče bylo dosaženo také při přejezdu přes zpomalovací retardér. Rychlost stlačení tlumič v tomto případě dosáhla hodnoty 1000 mm/s, tudíž by navrhované zařízení mělo být schopno vyvinout tuto rychlost stlačení. Tlumící síla pak při této rychlosti stlačení dosáhla hodnoty -4 500 N. Tudíž by zařízení mělo být schopno při této rychlosti stlačení vyvinout minimálně stejně velkou sílu, jaká byla zjištěna v simulaci.

3 KOMERČNĚ DOSTUPNÉ TESTOVACÍ ZAŘÍZENÍ A ZPŮSOB ZATÍŽENÍ TLUMIČE BOČNÍ SILOU

3.1 KOMERČNĚ DOSTUPNÉ ZAŘÍZENÍ PRO MĚŘENÍ TŘENÍ V TLUMIČI

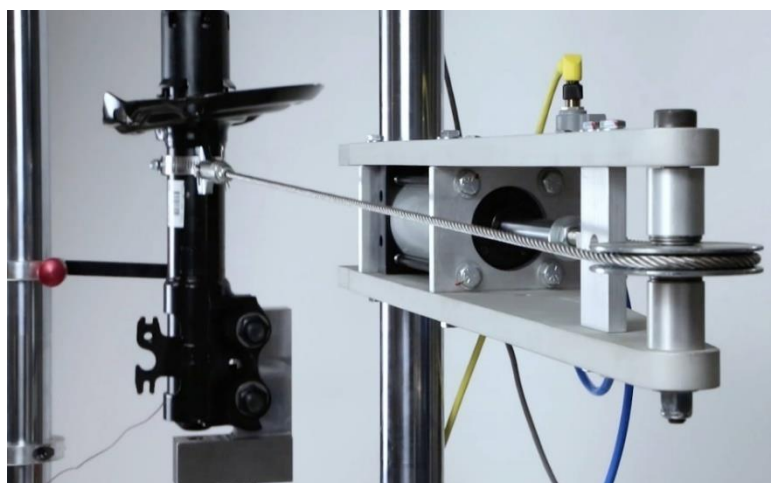
Na trhu je mnoho výrobců testovacích zařízení pro měření charakteristiky, hluků a odolnosti tlumičů. Mezi nejznámější z nich patří MTS Systems Corporation. Tato společnost nabízí širokou škálu testovacích zařízení pro aerospace, stavební průmysl, ale i pro automotive průmysl. Součástí jejich portfolia jsou i testery tlumičů. [20] Dalším výrobcem je například česká firma INOVA, která také nabízí testovací zařízení pro měření charakteristik tlumičů, které mohou měřit charakteristiky tlumičů, přičemž volitelně i při bočním zatížení tlumiče. [21]

3.1.1 MTS MODEL 849.15

Jedním ze zařízení je například Model 849.15 od firmy MTS, které jako jedno z mála umožňuje tlumič zatížit boční silou, ať už staticky, nebo dynamicky. Statické zatížení je aplikováno pneumaticky a dynamické zatížení je pak aplikováno hydraulicky. [20]

Následující tabulka shrnuje nejdůležitější parametry tohoto zařízení: [20]

Hlavní akční prvek	Lineární servohydraulický aktuátor
Maximální dynamická síla stlačení	15 kN
Zdvih	250 mm
Rychlost stlačení při zatížení	3,2 m/s při zatížení 0 kN 2,3 m/s při zatížení 5 kN
Maximální boční síla	7 kN



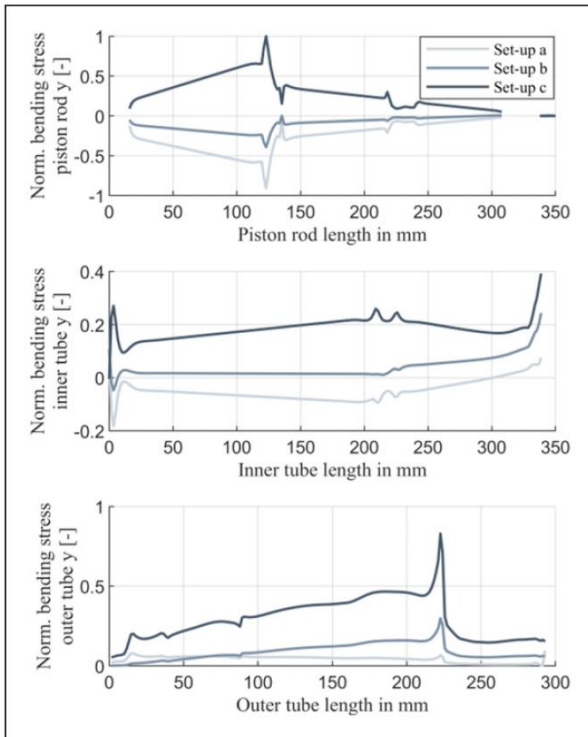
Obr. 26 způsob aplikace boční síly MTS [20]



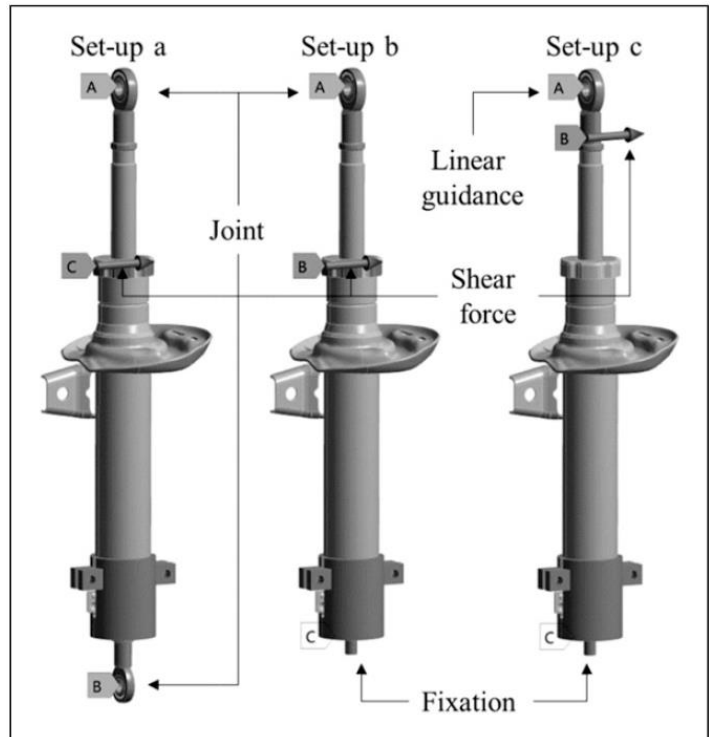
Obr. 27 MTS Model 849.15 [20]

3.2 SIMULACE ZPŮSOBU ZATÍŽENÍ A ROZLOŽENÍ NAPĚTÍ V TLUMIČI

Podle studie provedené Clemensem Deubelem, [15] která se věnuje simulaci průběhu napětí v tlumiči v závislosti na způsobu uchycení tlumiče do testovacího zařízení a způsobu aplikace ohybového momentu na tlumič, je způsob aplikace, který používají všichni výrobci komerčně dostupných zařízení ne úplně vhodný. Výsledné napětí v pístnici tlumiče a pracovních válcích tlumiče, které se vlivem působení momentu síly ohýbají, liší a mohou mít vliv na tření v tlumiči.



Obr. 29 Grafy průběhu napětí v tlumiči při různých způsobech uchycení [15]



Obr. 28 Zkoumané způsoby uchycení tlumiče [15]

Způsob zatížení, který je shodný se způsobem uchycení tlumičové vzpěry na vozidle (Set-up C), a u kterého je průběh napětí zcela rozdílný od předchozích dvou variant uchycení, není použit žádným výrobcem komerčně dostupných testovacích zařízení. Proto je smysluplné použít tento způsob zatěžování v konstrukčním návrhu, kterému se tato práce věnuje.

4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZAŘÍZENÍ

Na základě provedené rešerše používaných typů tlumičů, sumarizace sil působících na tlumič a velikosti třecí síly v tlumiči bylo nutné nadefinovat parametry, které by navrhované zařízení mělo splňovat:

- Délka zdvihu stolu zařízení by měla dosahovat 300 mm, aby bylo možné změřit třecí sílu po celé délce stlačení tlumičů WRC používaných pro etapy na šotolině.
- Maximální délka tlumičové vzpěry, která v tomto zařízení je možná upnout, je 800 mm.
- Velikost boční síly, která působí na tlumič, by měla dosahovat alespoň 4600 N, aby bylo možné simulovat většinu jízdnic situací, které by ještě neměly být považované za havárie, ale standardní provoz vozu.
- Upínání tlumiče a aplikace boční síly by mělo být shodné s upnutím na vozidle kvůli zajištění stejného rozložení napětí a tlaků v kontaktech, jednotlivých součásti tlumiče.
- Zařízení by mělo být možné volně přemísťovat po laboratoři kvůli ušetření místa v případě, že zařízení není používáno.
- Testování tlumičové vzpěry bude probíhat bez namontované pružiny, která by zbytečně zatěžovala konstrukci zařízení.

4.1 PRINCIP FUNKCE TESTOVACÍHO ZAŘÍZENÍ

Tlumičová vzpěra je stejným způsobem jako vozidle připevněna pomocí adaptéru válcovou vazbou k výsuvnému stolu zařízení. Adaptér, skrze který je připevněn ke stolu, je pak navrhovaný pro každý tlumič zvlášť z toho důvodu, že se nejedná o standardizovaný spoj, a každý tlumič má jiný typ uchycení a jiné rozměry.

Za horní část je tlumič místo k hornímu uložení tlumiče v karoserii uchycen pomocí adaptéru k čepu o průměru 12 mm. Na tento čep je ocelovým lankem zakončeným vidličkou aplikována boční síla. Mezi tímto lankem a vidličkou se ještě nachází siloměr, který umožňuje boční sílu měřit. Naměřená hodnota je poté použita pro regulaci této síly.

Popisovaný čep je další vidličkou uchycen do univerzálního jednoosého snímače síly, který je adaptérem přišroubovaný k vozíku lineárního vedení. To umožňuje průhyb tlumičové vzpěry, a eliminuje vliv deformace rámu při zatížení zařízení.

Ocelové lano, které na tlumič aplikuje boční sílu, vede přes kladku, přišroubovanou pomocí tří M8 šroubů k horní příčce rámu, do napínáku lana. Napínák umožňuje dopínání lana při změně polohy horní příčky a přestavování zařízení pro měření tlumiče rozdílné délky.

Napínák lana je pak přes závitovou tyč M6, která lze podle potřeby zkrátit a umožnit tak větší variabilitu nastavení výšky horní příčky rámu, připevněný k elektromechanickému lineárnímu aktuátoru. Ten je pevně uchycený k rámu zařízení pomocí čtyř M8 šroubů. Lineární aktuátor je zde použit z toho důvodu, aby bylo možné boční sílu působící na tlumič regulovat. Pokud by se totiž síla aplikovala například pouze pomocí lanového napínáku, při stlačení tlumiče se mění jeho tuhost, a při konstantní výchylce horního uložení tlumiče by se boční síla působící na tlumič měnila.

Výsuvný stůl, ke kterému je skrze adaptér tlumič uchycen, je spojen s rámem dvěma kolejnicemi lineárního vedení. Na každé z těchto kolejnic jsou dva vozíky. Zvedání stolu, a tím i stlačování tlumiče, je prováděno pomocí druhého elektromechanického lineárního aktuátoru.

Stlačení tlumiče je nejprve provedeno bez zatížení boční silou, a poté se zatížením. Rozdíl sil působících v ose tlumiče naměřených při každém stlačení, je pak hledané zvýšené tření.



Obr. 30 Návrh konstrukce testovacího zařízení pro měření tření v tlumiči

4.2 HLAVNÍ KONSTRUKČNÍ PRVKY RÁMU

Koncepce tvaru rámu zařízení s dvěma ocelovými nosnými trubkami, byla inspirována komerčně dostupnými zařízeními. A to hlavně z toho důvodu, že se jedná o osvědčenou koncepci, která je velmi jednoduchá, a pro zatěžování stavu pouze v jedné rovině plně dostačující.

NOSNÉ OCELOVÉ TRUBKY RÁMU

Hlavními nosnými prvky spojující dolní rám zařízení a horní příčku jsou dvě ocelové trubky. Tyto ocelové trubky jsou poté připevněny k dolní části rámu a k hornímu příčníku pomocí svěrných objímek.

Odpovídají normě ČSN 42 6711.21 a jedná se o bezešvé přesné ocelové trubky o průměru 90 mm a tloušťce stěny 6 mm. Vyrobeny jsou z materiálu 11 353.1, jehož ekvivalentem je materiál EN ISO SPT360 s mezí kluzu 360 MPa. [22]

HORNÍ PŘÍČKA RÁMU

Horní příčka je navržena z I profilu válcovaného za tepla dle normy EN 10365 o výšce profilu 140 mm. Tento I profil je vyrobený z materiálu S235JR s mezí kluzu 235 MPa. [22]

K této příčce je přišroubována kolejnice lineárního vedení, které eliminuje parazitní momenty, jež by na tlumič při deformaci testovacího zařízení mohly působit. Také je k této příčce připevněna kladka, přes kterou je vedeno ocelové lano, které zatěžuje tlumič ohybovým momentem.

HORNÍ ULOŽENÍ TLUMIČE

Tlumič je k hornímu uložení uchycen pomocí adaptéru s vnitřním závitem M16, na který se musí pro každý testovaný tlumič vyrobit redukce. Funkci válcové vazby, kterou je tento adaptér uchycen, zastává šroub M12, který umožňuje průhyb tlumiče a tím pádem i natočení osy pístnice vůči ose snímače síly při stlačení tlumiče. Na tento šroub jsou pak nasazeny dvě vidličky. První působí boční silou na tlumič a druhá zachycuje sílu v ose tlumiče při jeho stlačení a přenáší ji do snímače síly. Všechny komponenty jsou vyrobeny z materiálu S355J2.



Obr. 31 Horní uložení tlumiče v zařízení

KLADKA A OCELOVÉ LANO

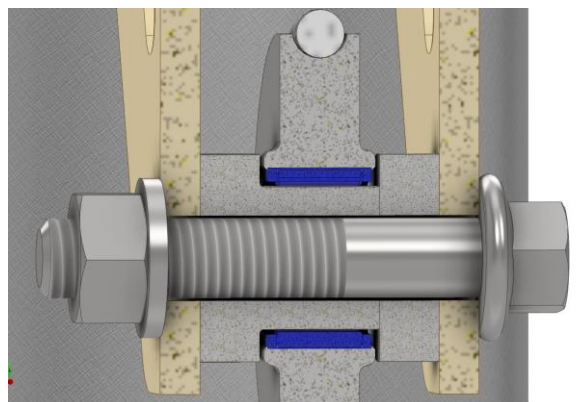
Aby bylo možné lineární aktuátor vyvozující boční sílu na tlumič umístit do dolního rámu zařízení, je nutné vyřešit přenos síly na horní uložení tlumiče. Sílu přenáší nerezové lano o průměru 5 mm pletené ze 7×16 drátů, které je velmi ohebné a dokáže přenést sílu až 13 kN. [23]

Spolu s napínákem je lano spojeno pomocí lisovací koncovky s vnějším závitem M6. S in-line snímačem síly je spojen pomocí lisovací koncovky, která má vnitřní závit M6 a je našroubována na závit snímače.

Toto lano je provlečené skrze kladku s kolem o vnějším průměru 52,5 mm. Kolo kladky je k nosnému plechu z materiálu S235JR a tloušťce 5 mm, přišroubováno šroubem M8, který prochází skrze dva vymezovací kroužky. Jeden z těchto vymezovacích kroužků slouží i jako opěrná plocha pro jehlové ložisko SKF K 18X24X13. [24]



Obr. 32 Kladka ocelového lana



Obr. 33 Řez kladkou

NOSNÝ RÁM ZAŘÍZENÍ

K nosnému rámu je pomocí dvou svorných objímek uchycena každá z nosných trubek. Jedná se o svařenec ve tvaru obdélníku a rozměru 680 mm na šířku a 700 mm na výšku. Hlavní konstrukce tohoto rámu je svařena z profilu válcovaného za tepla UPE 120 dle normy ČSN EN 10365. [22]

Z každé strany rámu je pak dvanácti šrouby se zápusťnou hlavou dle normy DIN EN ISO 10642 a pevnostní třídy 8,8 připevněn výztužný plech o tloušťce 8 mm, který je dle normy ČSN EN 10051 a z materiálu S235JRC+N. [22]

K výztužným plechům jsou jedenácti šrouby M5 přišroubovány kolejnice lineárního vedení výsuvného stolu zařízení. Přenáší tedy ohybový moment zachycený stolem.

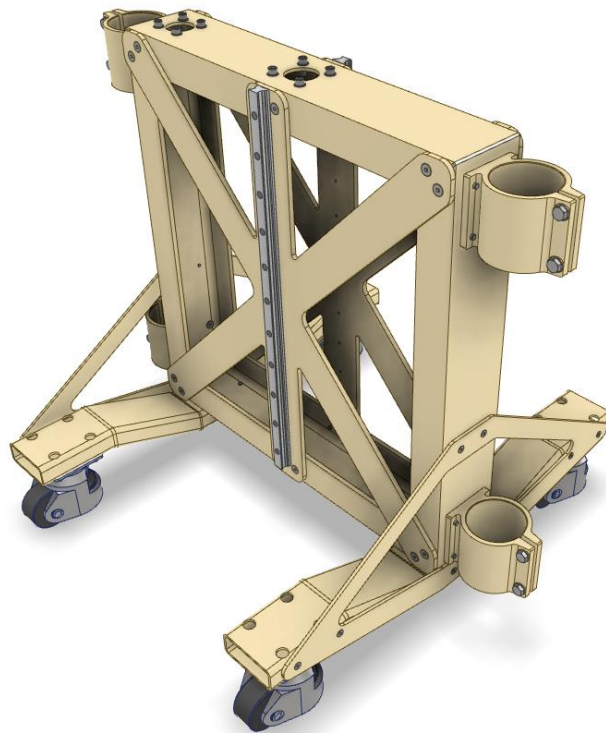
K hornímu UPE profilu je čtyřmi šrouby M8 dle normy DIN EN ISO 4762 [22] připevněn elektromechanický lineární aktuátor, který pohybuje s výsuvným stolem, a stejně tak je upevněn i druhý elektromechanický lineární aktuátor, který vyvozuje přes lano a kladku ohybový moment na tlumičovou vzpěru.

PODSTAVEC ZAŘÍZENÍ

Podstavec, který má za úkol udržovat zařízení stabilní jak během používání, tak i během přesunu po laboratoři, je přišroubovaný k nosnému rámu zařízení. K dolnímu příčnému UPE profilu je na každé straně čtyřmi šrouby připevněn svařenec z dutého svařovaného profilu s obdélníkovým průřezem dle normy EN 10219 o rozměru 100×40×4 mm. [22] Tento svařenec svým tvarem posouvá těžiště zařízení níže o 65 mm, což má vliv na stabilitu zařízení. Díky tomuto snížení je se zařízením možné projet dveřmi o světlé výšce 200 cm. Jeho celková výška je totiž 199,2 cm.

Kvůli zvýšení tuhosti podstavce je na každé straně přišroubován osmi šrouby se zápusťnou hlavou M6 dle normy DIN EN ISO 10642 výztužný plech o tloušťce 5 mm z materiálu S235JRC+N. [22]

Snadnou manipulaci a stabilitu při provozu zařízení umožňují čtyři přišroubovaná kolečka, která mají integrované gumové patky, na které se vyšroubováním matice zařízení ustaví. Každé z koleček lze nastavit podle potřeby, čímž se eliminuje případná nerovnost podlahy v laboratoři. Kolečka s patkou jsou dodávána firmou Kola Pirkl s. r. o. [25]



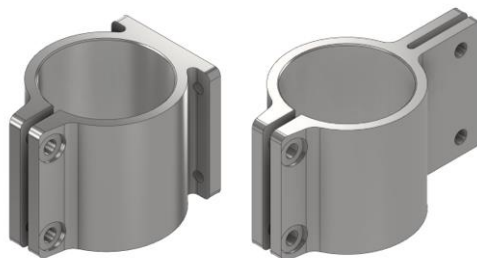
Obr. 34 Nosný rám zařízení s podstavcem

OBJÍMKY NOSNÝCH OCELOVÝCH TRUBEK RÁMU

Jelikož se při návrhu konstrukce zařízení počítá s kusovou výrobou, jsou tyto objímky celoobrobené z tyče čtvercového průřezu o délce strany 120 mm válcované za tepla dle normy ČSN EN 10059 a materiálu S355J2. Při výrobě ve větší sérii by nejspíše bylo finančně úspornějším řešením použít odlévané díly.

Celkově je použito šest objímek dvou odlišných konstrukcí. Dvě objímky, které spojují nosné trubky s horní příčkou rámu, svírají trubku dvěma šrouby M10. K horní příčce rámu jsou spojeny pomocí vidlice, do které je vsunuta stojina I profilu, a ta je stažena dvěma šrouby M10.

Zbylé čtyři objímky pak spojují trubky rámu k nosnému rámu zařízení. Spojení objímky a trubky je stejné jako pro objímky horní příčky rámu. Odlišné je ale spojení s nosným rámem. Do příruby, která je součástí objímky, jsou vyřezány závity a čtyřmi šrouby se zápustnou hlavou M8 dle normy DIN EN ISO 10642 je objímka přišroubována k bočnímu UPE profilu nosného rámu zařízení.



Obr. 35 Objímky uchycení nosných trubek a horní příčky zařízení

VÝSUVNÝ STŮL

Výsuvný stůl je spolu s horní příčkou z I profilu nejvíce zatěžovanou částí zařízení. Upnutím tlumiče ke stolu a následným bočním zatížením je stůl namáhán velkým ohybovým momentem. Konstrukce stolu se skládá z celobrobené obdélníkové desky stolu, do které se zasune adaptér uchycení tlumiče. Deska stolu je ze stejného důvodu, jako objímky nosných trubek, obrobek, a nikoliv odlitek. Polotovarem pro obrábění je za tepla válcovaný plech dle normy ČSN EN 10029 o tloušťce 90 mm z materiálu S355J2+N. [22] K této desce je pak na každé straně čtyřmi šrouby M8 dle normy DIN EN ISO 4762 přišroubován U profil válcovaný za tepla dle normy ČSN EN 10365 o rozměru 120 mm a materiálu S235JR. [22]

Ke každému z těchto dvou U profilů jsou pak přišroubovány dva vozíky lineárního vedení, které stůl spojuje s výstužnými plechy nosného rámu zařízení. Tyto celkem čtyři vozíky na dvou kolejničích lineárního vedení zachycují ohybový moment, který působí na tlumičovou vzpěru.



Obr. 36 Výsuvný stůl s uchycením pro adaptér tlumiče

4.3 MĚŘENÍ APLIKOVANÉ SÍLY NA TLUMIČOVOU VZPĚRU

Při zkoumání sil působících na tlumičovou vzpěru bylo zjištěno, že pro simulaci většiny jízdních simulací, které by neměly být považovány za havárii, by měla dostačovat boční síla 4 600 N. Dále bylo zjištěno, že rozdíl třecí síly při stlačení nezátížené vzpěry a při stlačení vzpěry se zatížením boční silou, může dosáhnout až 2 kN.

Při výběru snímačů musela být brána v potaz velikost sil, které budou měřeny. Podle této velikosti pak vybrat snímač s takovou kapacitou zatížení, aby nebyla o moc větší, než jsou zatěžovací síly. A to hlavně z toho důvodu, že se nepřesnost a nelinearita senzoru vypočítává procentuálně z celkové kapacity maximálního možného zatížení snímače. [26] Snímač s menší přesností, ale dobře zvolenou kapacitou tak může být pro dané použití vhodnější než snímač s vysokou přesností, ale zbytečně velkou kapacitou zatížení.

4.3.1 UNIVERZÁLNÍ PLOCHÝ SILOMĚR FUTEK LCF450 FSH04171

Pro měření síly působící v ose tlumiče a tedy i měření zkoumaného zvýšeného tření v tlumiči je použit jednoosý snímač síly. Uvnitř snímače jsou tenzometry z kovové folie, které se při aplikaci síly deformují společně s povrchem, na kterém jsou přilepeny, a mění svůj elektrický odpor. Tenzometr je připojen k takzvanému Wheatstoneovu můstku, který umožňuje detekci malých změn v odporu tenzometru a v závislosti na velikosti změny pak vzniká měřitelné elektrické napětí. [27]

Kapacita tohoto siloměru je 4 448 N, což je pro stlačení tlumičové vzpěry, na které není připevněna pružina dostačující. Hystereze tohoto snímače, což je maximální rozdíl naměřených hodnot při konstantním zatížení siloměru, je maximálně $\pm 0,2$ % kapacity siloměru. U vybraného modelu je tedy absolutní hodnota hystereze rovna 18 N. [27]

Opakovatelnost naměřených hodnot se u tohoto siloměru pohybuje v rozmezí $\pm 0,02$ % z maximálního zatížení. [27]

Bezpečné přetížení tohoto snímače je 150 % kapacity. To znamená, že lze snímač krátkodobě přetížít až na 6 672 N aniž by došlo k poškození. [27]

Siloměr je pomocí výpalku z plechu o tloušťce 5 mm, průměru 105 mm a materiálu S235JR+N [22] přišroubován přímo k vozíku lineárního vedení, který umožňuje vychýlení horního uložení tlumiče při aplikaci boční síly, a zároveň eliminuje vliv průhybu rámu zařízení při jeho zatížení. Do montážní díry se závitem M16×2, kterou se měří zatížení působící na siloměr, je přišroubovaná vidlice, se kterou je pomocí čepu spojena druhá vidlice, na kterou je vyvozovaná boční síla a adaptér uchycení konce pístnice tlumiče. Použitím tohoto řešení je eliminován moment od zatížení boční silou, který by jinak působil i na snímač síly v ose tlumiče.



Obr. 37 Univerzální plochý snímač síly Futek LCF450 [27]

4.3.2 IN-LINE SNÍMAČ ZATÍŽENÍ FUTEK LCM 300 FSH03933

Pro měření boční síly vyvozované na tlumič je zvolen průběžný snímač síly, který je určen jak pro měření napětí, tak komprese. Snímač je osazen dvěma štefty M6×1, kde je měřena síla, která mezi nimi působí.

Kapacita tohoto snímače je stejně jako u snímače pro měření axiální síly na tlumič, 4 448 N. Hystereze u tohoto snímače je $\pm 0,5 \%$. Je tak větší než u snímače pro měření axiální síly, ale v tomto případě není potřeba měřit hodnoty tak přesně. Hodnota naměřená tímto snímačem bude použita převážně pro řízení pohonu, který bude boční sílu vyvozovat. [28]

Opakovatelnost naměřených hodnot se u tohoto siloměru pohybuje v rozmezí $\pm 0,1 \%$ maximálního zatížení, [28] což je také vyšší hodnota než u snímače axiální síly, ale pro potřeby řízení boční síly je tato opakovatelnost dostačující.



Obr. 38 In-line snímač síly Futek LCM300 [28]

4.4 VÝBĚR TYPU POHONU ZAŘÍZENÍ

Při výběru akčních členů testovacího zařízení bylo zvažováno více možností. Bylo tedy nutné zhodnotit všechny klady a zápory, které by mělo použití různých pohonů.

4.4.1 ELEKTROHYDRAULICKÝ POHON CYTROMOTION

Jedná se o samostatný elektrohydraulický pohon od výrobce Bosch Rexroth. Pro funkci této jednotky není potřeba externí hydraulická pumpa, která by systém poháněla, protože hydraulická pumpa je spolu s tlakovým zásobníkem součástí. Řízení velikosti síly je díky tlakovým senzorům velmi přesné, a díky diferenciálnímu odměřování, které je přímo v hydraulické pístnici, je velmi jednoduché sledovat a řídit polohu pístu v celém rozsahu zdvihu pístu. [29]

Nevýhodou použití této jednotky je její velká hmotnost, která se pohybuje od 60 do 130 kg v závislosti na konfiguraci. V porovnání s jinými řešeními je nevýhodou poměrně velká komplexita systému, která vyžaduje častou údržbu a nákladný servis zařízení, a v neposlední řadě by byl tento typ pohonu pro potřeby konstruovaného zařízení značně předimenzovaný. Nejmenší elektrohydraulický pohon Cytromotion s pístnicí o průměru 40 mm dosahuje síly až 25 kN. [29]



Obr. 39 Elektrohydraulický pohon Bosch Rexroth Cytromotion [29]

4.4.2 SERVOPNEUMATICKÝ LINEÁRNÍ POHON FESTO

Tento typ pohonu je oproti elektrohydraulickému mnohem méně komplexní a cenově dostupnější. Teoretická síla, kterou dokáže vyvinout válec podle normy ISO 15552 s pevným nebo nastavitelným tlumením a bezdotykovým odměřováním polohy DDPC 100, je při tlaku vzduchu 6 Bar a pohybu vpřed 4 712 N. Při pohybu vzad 4 418 N. [30] Maximální síla, kterou lze ale regulovat pomocí servopneumatického systému CPC-CMAX, který výrobce nabízí jako příslušenství, je pro pohyb vpřed 4 241 N a pro pohyb vzad 3 976 N. Opakovatelnost zastavení pístnice v přesné poloze je ± 2 mm. [31]

Právě kvůli poměrně nepřesné opakovatelnosti a problematické regulaci síly, kterou pístnice působí, je použití tohoto systému pro přesné měřicí zařízení nevhodné.



Obr. 40 Pneumatický válec DDPC 100 [30]

4.5 ELEKTROMECHANICKÝ LINEÁRNÍ AKTUÁTOR BOSCH REXROTH EMC

Třetí možností, která byla nakonec zvolena jako pohon navrhovaného zařízení, jsou elektromechanické válce. Tyto válce se vyrábí v několika velikostech a nabízí je několik výrobců. Elektromechanické válce jsou válce, kde inicializovaný točivý moment servomotoru je převeden kuličkovým šroubem na pohyb přímý. Pístnice, která je spojena s maticí šroubového pohonu, se v závislosti na orientaci otáčení servomotoru zasune nebo vysune. Jedná se o alternativu k hydraulickým a pneumatickým válcům, a mají vysokou mechanickou účinnost. Přesnou řídicí elektronikou lze tyto válce plynule regulovat, ať už se jedná o velikost síly, kterou válec vyvozuje, polohu, nebo rychlost pohybu pístnice. [32]

Lineární aktuátory EMC jsou relativně bezúdržbové jednotky, které lze buď připojit k systému centrálního mazání, nebo mohou být dodány s náplní maziva pro celou životnost zařízení. [32]

V porovnání s hydraulickou jednotkou Cytromotion jsou mnohem lehčí, konstrukčně jednodušší a také levnější variantou. Typický rozsah aplikační síly se pohybuje v rozmezí 0,4–30 kN, což je v porovnání s elektrohydraulickou jednotkou podstatně nižší hodnota, ale pro potřeby konstruovaného zařízení více než dostačující. [32]

4.5.1 LINEÁRNÍ AKTUÁTOR PRO APLIKACI BOČNÍ SÍLY

Pro vyvození boční síly na tlumičovou vzpěru je potřeba co možná nejpřesněji regulovatelný aktuátor, který dokáže vyvinout sílu alespoň 5 kN. Pro tyto potřeby byl zvolen elektromechanický aktuátor Bosch Rexroth EMC 50 s upevněním servomotoru v ose kuličkového šroubu a stoupáním kuličkového šroubu 5 mm v kombinaci se servomotorem Bosch Rexroth MS2S05-B0BTN. Tato konfigurace má pak následující parametry: [32] [33]

Průměr a stoupání kuličkového šroubu	20x5 mm
Servomotor	MS2S05-B0BTN
Maximální otáčky	6000 min ⁻¹
Výkon motoru	1,37 kW
Točivý moment při nulových otáčkách motoru	4,58 Nm
Maximální síla	7 800 N
Točivý moment motoru pro maximální sílu	6,9 Nm
Maximální rychlost posuvu	0,32 m/s
Maximální zrychlení	50 m/s ²

Maximální síla lineárního aktuátoru při nulových otáčkách servomotoru není 7 800 N kvůli malému točivému momentu synchronního servomotoru MS2S05-B0BTN při nulových otáčkách. Jelikož se jedná o přímý převod, bude maximální síla aktuátoru úměrná poměru točivého momentu potřebného pro vyvození maximální axiální síly aktuátoru a momentu, který dokáže servomotor vyvinout při nulových otáčkách. [33]

$$F_{MAX0} = F_{MAX} \cdot \frac{M_0}{M_{max}} = 5\,177\,N$$

Síla, kterou dokáže tento lineární aktuátor působit v horním uložení tlumiče, je tedy dostačující.

Celkový zdvih tohoto aktuátoru je 125 mm, což zajišťuje dostatečnou dráhu pro dopnutí ocelového lana a kompenzaci deformace rámu zařízení a tlumičové vzpěry.



Obr. 41 Elektromechanický válec Bosch Rexroth EMC 50 [32]

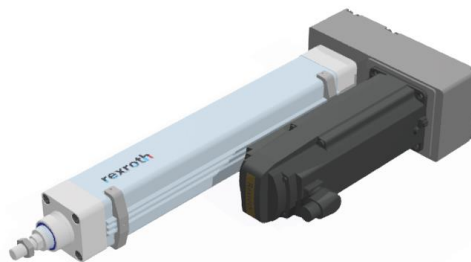
4.5.2 LINEÁRNÍ AKTUÁTOR PRO STLAČENÍ TLUMIČE

Druhý elektromechanický lineární aktuátor byl na navrhovaném testovacím zařízení použit pro výsuv stolu a tím i stlačení tlumiče. V tomto případě je nutné, aby byl pohyb pístnice rychlejší, než při vyvozování boční síly na tlumič, aby bylo možné zkoumat velikost tření v co možná největším spektru jízdnicích manévrů. Limitem maximální síly, kterou lze tlumič stlačovat je maximální zatížení použitého snímače síly v ose tlumiče, což je zhruba 4 500 N. Na základě těchto parametrů byla zvolena konfigurace lineárního aktuátoru EMC 63 s kuličkovým šroubem se stoupáním 25 mm a synchronním servomotorem MS2N05. Motor pohání kuličkový šroub přes řemenový převod s převodovým poměrem 2. Právě kvůli řemenovému převodu je nutné motor umístit mimo osu kuličkového šroubu. To umožňuje výrazně zkrátit délku celé jednotky, a umístit tak upínací stůl měřicího zařízení níže. [32] [33]

Celkový zdvih toho válce je 300 mm.

Zvolená konfigurace má následující parametry: [32] [33]

Průměr a stoupání kuličkového šroubu	25x25 mm
Servomotor	MS2S05-B0BTN
Maximální otáčky	6000 min ⁻¹
Výkon motoru	1,37 kW
Točivý moment při nulových otáčkách motoru	4,58 Nm
Maximální točivý moment motoru	11,55 Nm
Maximální síla	5200 N
Točivý moment motoru pro maximální sílu	11,6 Nm
Maximální rychlost posuvu	0,32 m/s
Maximální zrychlení	50 m/s ²



Obr. 42 Elektromechanický válec Bosch Rexroth EMC 63 [32]

4.6 ŘÍZENÍ ELEKTROMECHANICKÝCH AKTUÁTORŮ EMC

Společnost Bosch Rexroth dodává kompletní řešení pohonů a řízení elektromechanických válců. Pro potřeby řízení dvou elektromechanických válců je možné z jejich nabídky použít dvouosý měnič s označením XCD2-W2323ARN-01AETT0ECNN-S03RSN2NNNN0NN. [34]

Tento dvouosý měnič generuje z napájecího napětí 3×400 V meziobvodové napětí, které mění na regulované střídavé napětí s různou amplitudou a frekvencí, čímž řídí provoz servomotoru. [34]

Maximálně může tento měnič dodávat dvakrát 23 A, což pro motory MS2N05, které mají maximální odběr proudu 16,8 A, zcela dostačuje. [34]

Napájení celého systému pak vyžaduje napojení do třífázové zásuvky, která by měla být jištěna na 35 A typem pojistky J. [34]



Obr. 43 Dvouosý měnič s označením XCD2 [34]

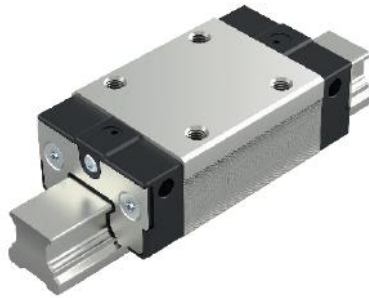
4.7 VÝBĚR LINEÁRNÍHO VEDENÍ

V konstruovaném zařízení je lineární vedení použito ve dvou případech.

4.7.1 LINEÁRNÍ VEDENÍ AXIÁLNÍHO SNÍMAČE SÍLY

V prvním případě je použito pro vedení snímače síly, který snímá síly působící na tlumič během jeho stlačení. V tomto případě síla působí pouze kolmo na vozík lineárního vedení. Tato síla je limitována kapacitou snímače 4 500 N.

Z tabulky maximálních zatížení lineárního vedení bylo zvoleno lineární kuličkové vedení typu SNS od výrobce Bosch Rexroth s označením R205C. Nejmenší velikost vedení s šířkou kolejniče 15 mm, u které je pro předpokládanou životnost 100 000 m dynamická únosnost 9 100 N. [35] Požadované zatížení tak toto lineární vedení přenese s koeficientem bezpečnosti $k = 2,02$.

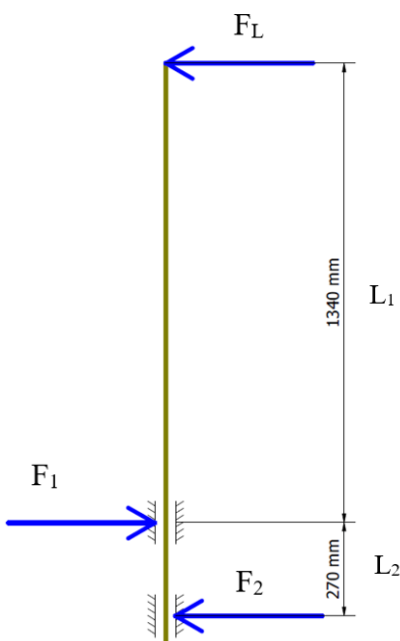


Obr. 44 Lineární vedení SNS – R205C 15 [35]

4.7.2 LINEÁRNÍ VEDENÍ VÝSUVNÉHO STOLU

V druhém případě je lineární vedení použito k zachycení ohybového momentu působícího na stůl, ke kterému je upnutá tlumičová vzpěra, a zároveň k jeho vedení při stlačování tlumičové vzpěry.

Při dimenzování lineárního vedení musí být bráno v potaz, že je stůl veden dvěma kolejnicemi, tudíž každá z nich bude zatěžována polovičním momentem síly, který působí na výsuvný stůl. Vzdálenost od středu prvního vozíku k působišti boční síly, která vyvoluje ohybový moment na stůl, je 1 340 mm. Středů vozíků lineárního vedení jsou pak od sebe vzdáleny 270 mm. Směr působení sil a vzdálenosti mezi jejich působišti lze vidět na následujícím schématu:



Obr. 45 Zachycení ohybového momentu v lineárním vedení

Pro toto téma pak byly sestaveny pohybové rovnice se vztažným bodem v působišti síly F_1 :

$$I. \sum F_x = 0$$

$$II. \sum M_{F_1} = 0$$

$$I. F_1 - F_L - F_2 = 0$$

$$II. F_L \cdot L_1 - F_2 \cdot L_2 = 0$$

$$II. F_2 = \frac{F_L \cdot L_1}{L_2} = \frac{4448 \cdot 1,34}{0,27} \cong 22\,000\,N$$

$$I. F_1 = F_L + F_2 \cong 26\,500\,N$$

Jelikož, jak již bylo zmíněno, je síla F_1 a F_2 rozdělena mezi dva vozíky, bude zatížení každého z nich poloviční. Oba horní vozíky tedy budou zatíženy silou 13 250 N, a oba dolní vozíky silou 11 000 N.

Z katalogu lineárního vedení Bosch Rexroth byly zvoleny vozíky typu FNS – R205A o velikosti 25, u kterých je maximální dynamické zatížení při životnosti 100 000 m rovno 21 800 N. [35]

Horní vozíky jsou navrženy s bezpečností $k = 1,65$ a dolní vozíky s bezpečností $k = 1,98$.



Obr. 46 Lineární vedení FNS – R205A 25 [35]

5 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY KONSTRUKCE MĚŘÍČÍHO ZAŘÍZENÍ

Po provedení konstrukčního návrhu je potřebné provést pevnostní simulace, aby bylo zajištěno, že je návrh funkční. Pro výpočet byly vybrány součásti zařízení, které jsou během měření nejvíce zatěžovány, a mají tak největší pravděpodobnost vzniku trhlin, čímž by byla znemožněna funkce zařízení.

5.1 KONEČNOPRVKOVÁ ANALÝZA VÝSUVNÉHO STOLU

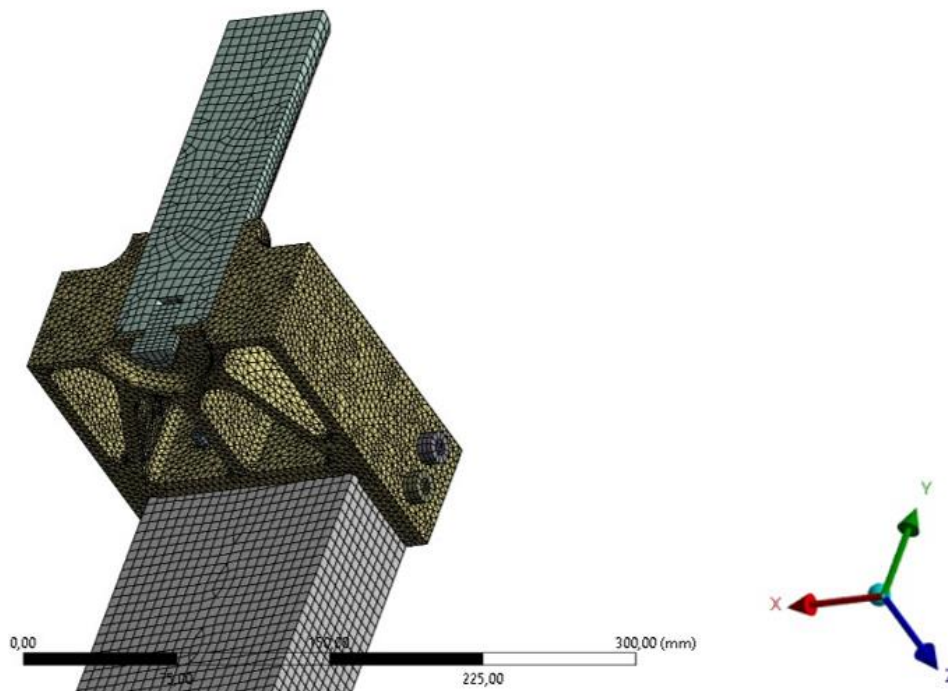
SÍŤOVÁNÍ 3D MODELU

Při vytváření sítě pro následné provedení MKP analýzy byl brán zřetel na to, aby na tloušťku stěny části zařízení byly vytvořeny alespoň tři prvky, aby bylo napětí v profilu zobrazováno správným způsobem. Dále bylo pro součásti, u kterých to bylo možné použita metoda Sweep, která používá prvky typu hexaedral, které obecně vyšší kvalitu, než prvky tetraedral.

Tento typ prvků byl použit i při síťování šroubů, které jsou v konstrukci použity pro spojení jednotlivých dílů.

Kvůli snížení výpočetní náročnosti byla při pevnostní analýze stolu použita symetrie, která využívá skutečnosti, že jsou obě části zatěžovány symetricky, a výsledné napětí je pak stejné pro obě části stolu. Výsledná síť s 339 001 uzly a 204 589 prvky, zobrazena na obrázku č. 47, dosahuje následujících hodnot kritérií pro hodnocení kvality sítě:

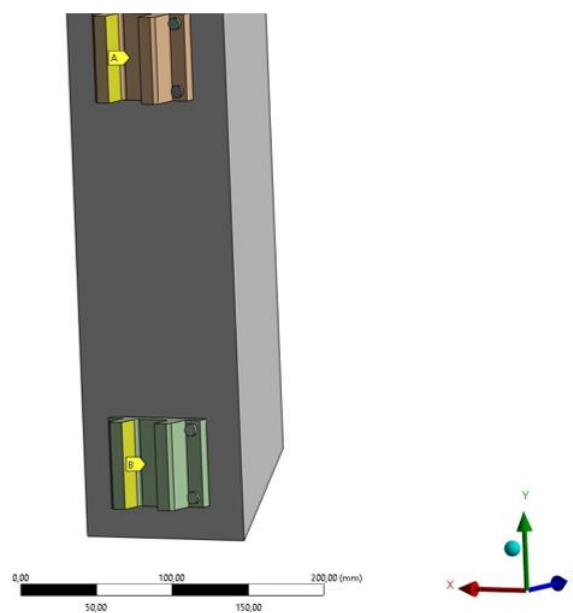
Element quality	
Průměrná hodnota	0,7738
Standardní odchylka	0,1644
Skewness	
Průměrná hodnota	0,2782
Standardní odchylka	0,1492
Jacobian ratio	
Průměrná hodnota	0,9838
Standardní odchylka	$6,3294 \cdot 10^{-2}$



Obr. 47 Síť pro MKP výpočet výsuvného stolu

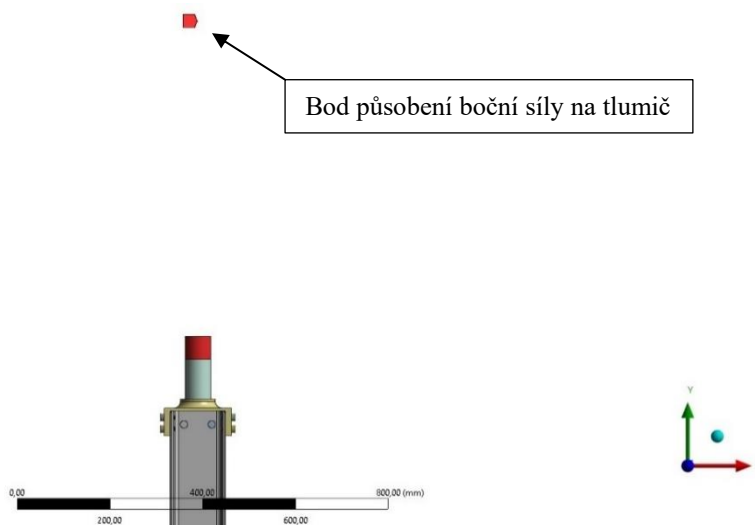
OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Jako okrajové podmínky, které reprezentují uchycení stolu ke kolejnici lineárního vedení, byla použita vazba remote displacement pro každý z vozíků lineárního vedení. Tyto vazby byly nastaveny takovým způsobem, aby umožňovaly pouze rotaci okolo osy Z globálního souřadnicového systému zobrazeného na obrázku č. 48.



Obr. 48 Okrajové podmínky uchycení výsuvného stolu

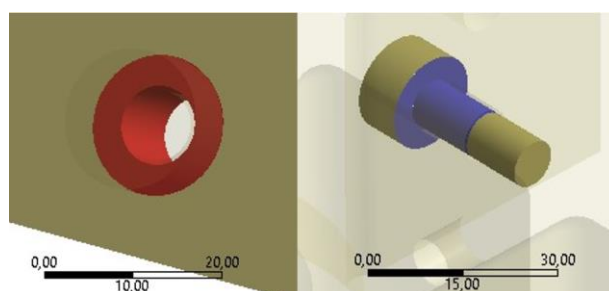
V bodě, kde je tlumič válcovou vazbou k hornímu uložení tlumiče, byla použita okrajová podmínka remote force, která působí na zjednodušenou interpretaci adaptéru uchycení tlumiče. Vzhledem k použití symetrie modelu musí být tato síla pouze poloviční. Je tedy nastavena na velikost 2250 N.



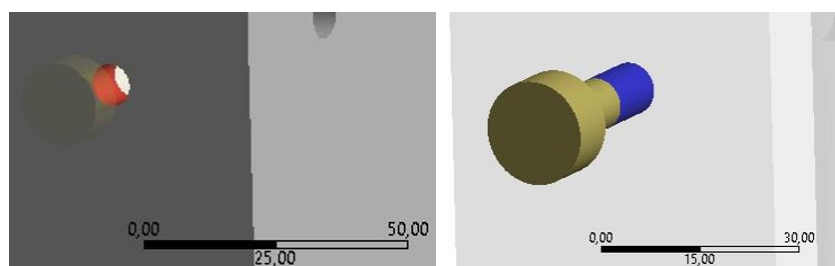
Obr. 49 Aplikace boční síly

REPREZENTACE ŠROUBOVÉHO SPOJE

Šroubové spoje v celém modelu byly definovány stejným způsobem. Jediné, co se lišilo je síla jejich předepnutí. Šrouby byly zjednodušené fyzické prvky, které byly vysítované prvky typu Hexaedral. Při definování kontaktu s dosedací plochou byla použita vazba Frictional s koeficientem tření $\mu=0,18$, což přibližná hodnota tření ve styku ocel-ocel. [36] Závit byl poté definován vazbou Bonded, která neumožňuje vzájemný pohyb ploch. Zobrazení ploch, na které byly tyto vazby použity, lze vidět na obrázcích č. 50 a 51.

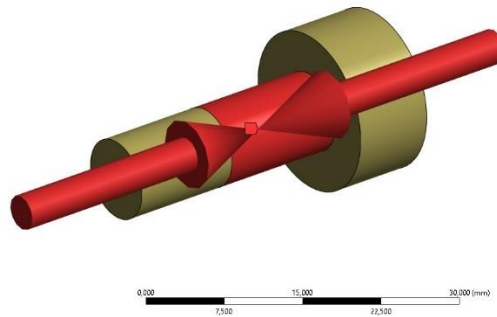


Obr. 50 Použití kontaktu Frictional pro šroubový spoj



Obr. 51 Použití kontaktu Bonded pro šroubový spoj

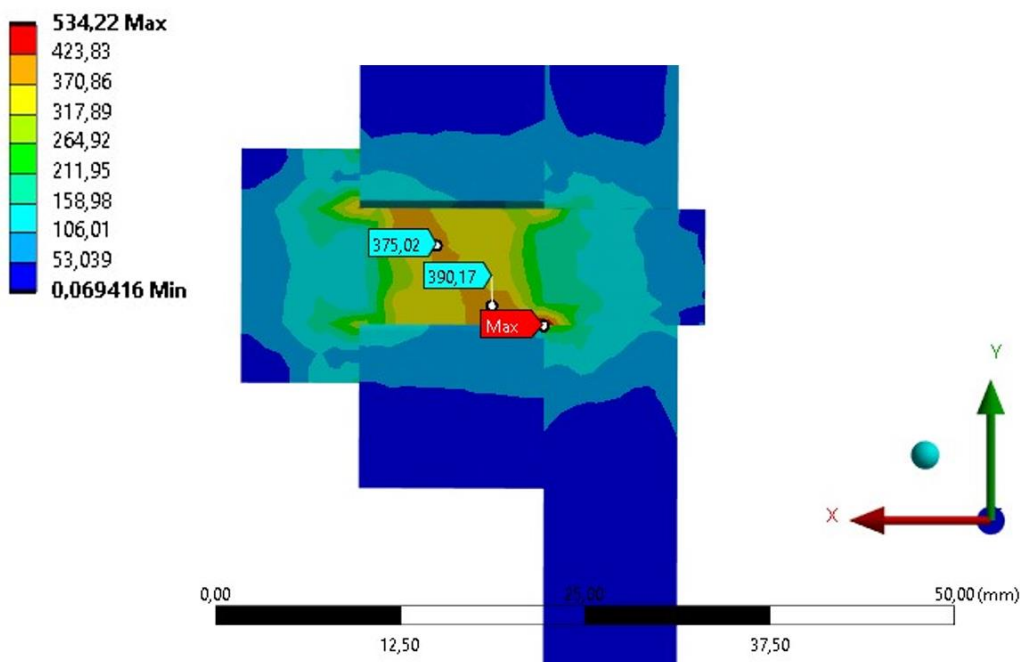
Na plochu mezi závitem a hlavou šroubu poté byla aplikována okrajová podmínka Bolt pretension, která simulují předeptnutí šroubu. Pro šrouby M8 byla použita velikost předpětí 16 000 N, což pro stoupání závitu 1,25 mm odpovídá utahovacímu momentu 25 Nm. [36] Pro šrouby M6, kterými jsou přišroubovány vozíky lineárního vedení, byla zvolena hodnota předpětí 9000 N, což pro stoupání závitu 1 mm odpovídá utahovacímu momentu 10 Nm. [36]



Obr. 52 Předeptnutí šroubového spoje

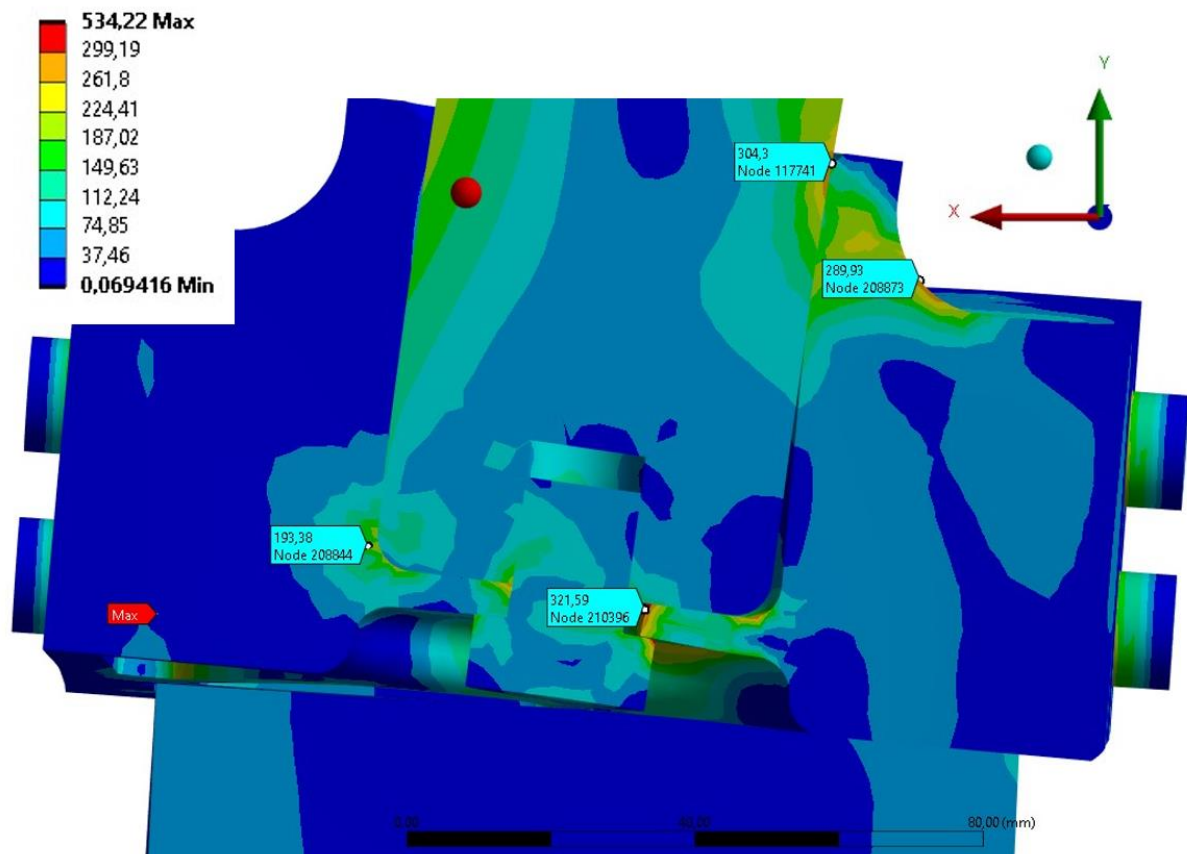
5.1.1 CELKOVÉ NAPĚTÍ VON MISES

Nejvyšší hodnota napětí 534 MPa byla vypočítána v kontaktu šroubu M8 uchycujícího stůl k U profilu. V tomto případě se jednalo pouze o chybu způsobenou zjednodušením interpretace šroubového spoje. Bližším ohledáním tohoto místa bylo zjištěno, že se napětí v tomto šroubovém spoji pohybuje do 400 MPa, což je pro šroub se smluvní mezí kluzu 900 MPa stále přijatelné.

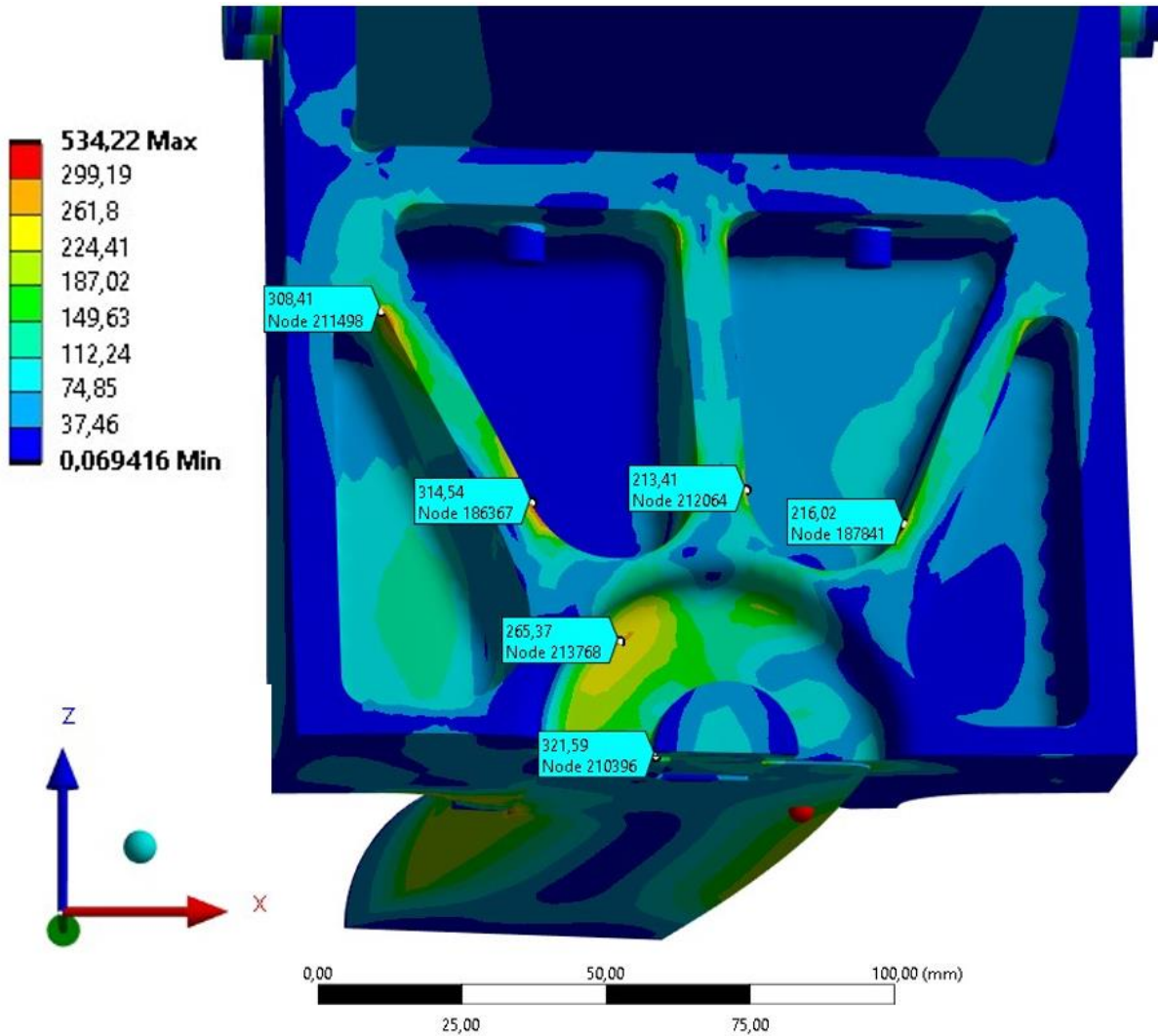


Obr. 53 Místo s největším napětím Von mises

Největší napětí, které bylo zjištěno v řezu stolem, kde se očekávají největší napětí, mělo hodnotu přibližně 322 MPa. V porovnání s mezí kluzu desky stolu, která je 355 MPa, je v tomto místě koeficient bezpečnosti $k = 1,1$. Ale i kdyby v tomto místě došlo k mírné deformaci, na funkci zařízení by to nemělo vliv.



Obr. 54 Napětí v rovině symetrie výsuvného stolu

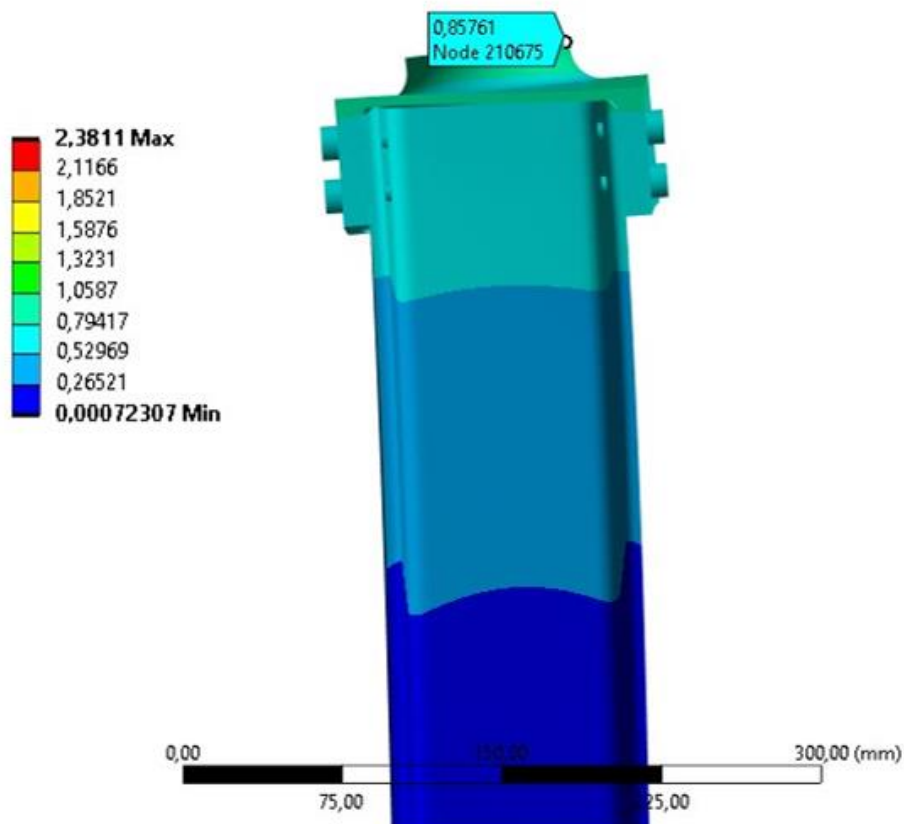


Obr. 55 Napětí na spodní straně výsuvného stolu

Vyjma již popisovaného napětí 322 MPa je na spodní straně stolu místo na výztužném žebro, ve kterém je napětí 315 MPa. Koeficient bezpečnosti v tomto místě je $k = 1,13$.

5.1.2 ANALÝZA DEFORMACE STOLU

Dalším výstupem tohoto výpočtu je zjištění maximální deformace stolu při zatížení. Maximální deformace stolu při zatížení je přibližně 0,86 mm.



Obr. 56 Deformace výsuvného stolu při zatížení

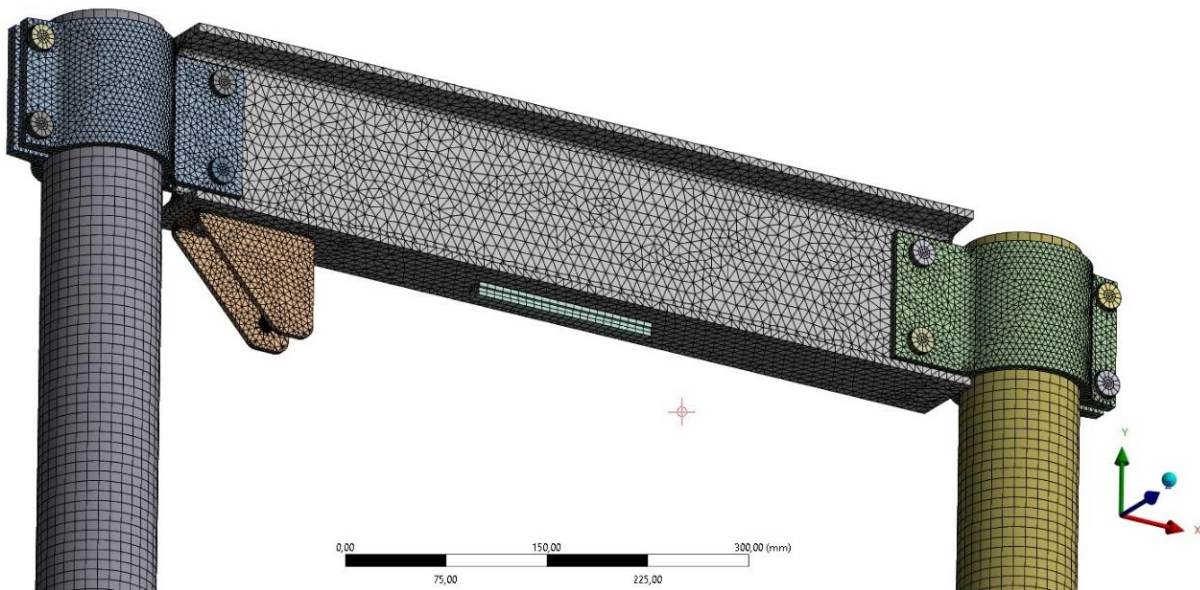
5.2 KONEČNOPRVKOVÁ ANALÝZA HORNÍ PŘÍČKY A NOSNÝCH TRUBEK

Druhý výpočet MPK byl proveden pro sestavu nosných trubek s horní příčkou zařízení a nosný plech kladky.

Při síťování tohoto 3D modelu byla geometrie, stejně jako u MKP výpočtu výsuvného stolu, velmi zjednodušená pro snížení náročnosti výpočtu. Byly také dodržovány stejné zásady a použity stejné metody pro síťování modelu.

Celkově výsledná síť zobrazená na obrázku č. 57 obsahuje 503 555 uzlů a 232 388 prvků s následujícími hodnotami parametrů pro určování kvality prvků sítě:

Element quality	
Průměrná hodnota	0,7774
Standardní odchylka	0,1287
Skewness	
Průměrná hodnota	0,2824
Standardní odchylka	0,1914
Jacobian ratio	
Průměrná hodnota	0,97582
Standardní odchylka	$6,0502 \cdot 10^{-2}$



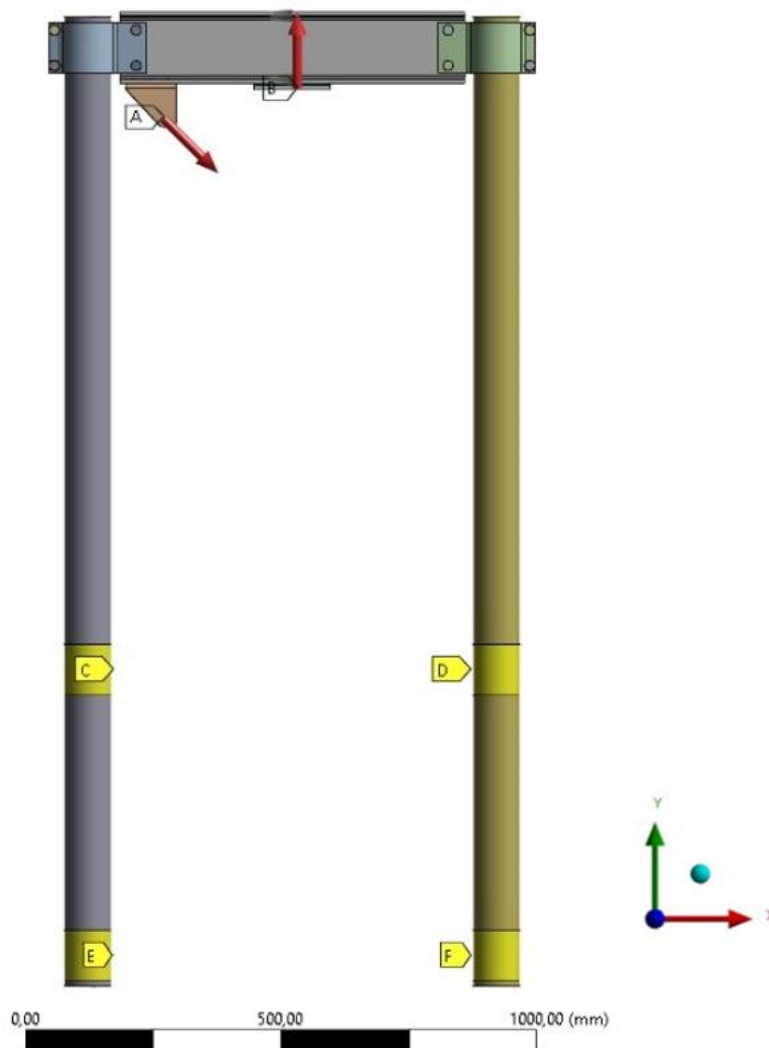
Obr. 57 Síť pro MKP výpočet příčky a nosných trubek

OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Uchycení trubek objímkami k hlavnímu rámu zařízení je stejně jako u stolu reprezentováno pomocí čtyř vazeb remote displacement, které umožňují rotaci okolo osy Z, a simulují tak částečně deformaci těchto objímek a nosného rámu stolu.

Dále je použita okrajová podmínka Force, která simuluje zatížení horní příčky při stlačování tlumiče silou 4 500 N. Další okrajová podmínka stejného typu byla použita pro simulaci zatížení kladky, která mění orientaci boční síly působící na tlumič. Tato síla se skládá ze složek v ose X a Y. Výsledná síla působící na kladku je pak geometrickým součtem těchto sil, tedy 6 364 N.

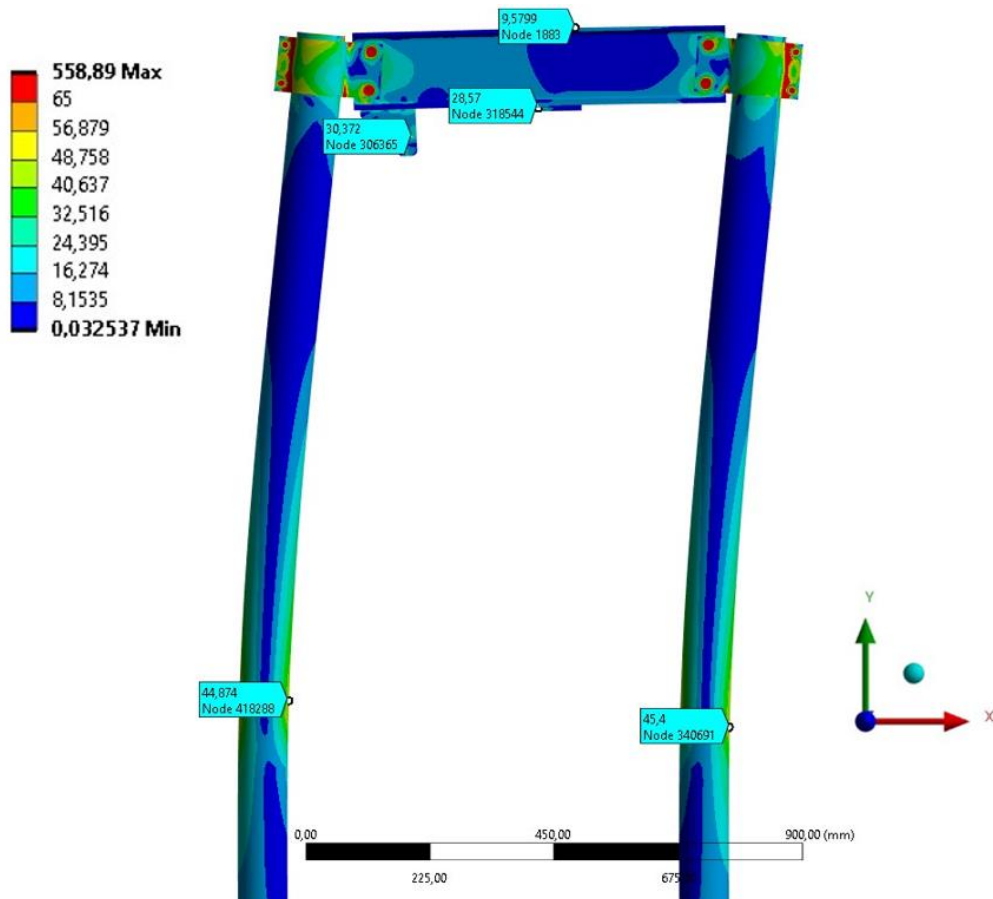
Kontakty těles reprezentující šroubové spoje jsou definovány stejně jako při MKP výpočtu stolu zařízení. I profil s objímkami je spojen pomocí čtyř šroubů M10 s označením pevnosti 8,8, u kterých je nastaveno předpětí 28 000 N. Při stoupáním závitu 1,25 mm je toto předpětí vyvinuto při dotažení šroubu utahovacím momentem 25 Nm. U šroubů M10, které svírají objímky, je nastaveno předepnutí 10 000 N, aby napětí v objímkách nebylo příliš velké.



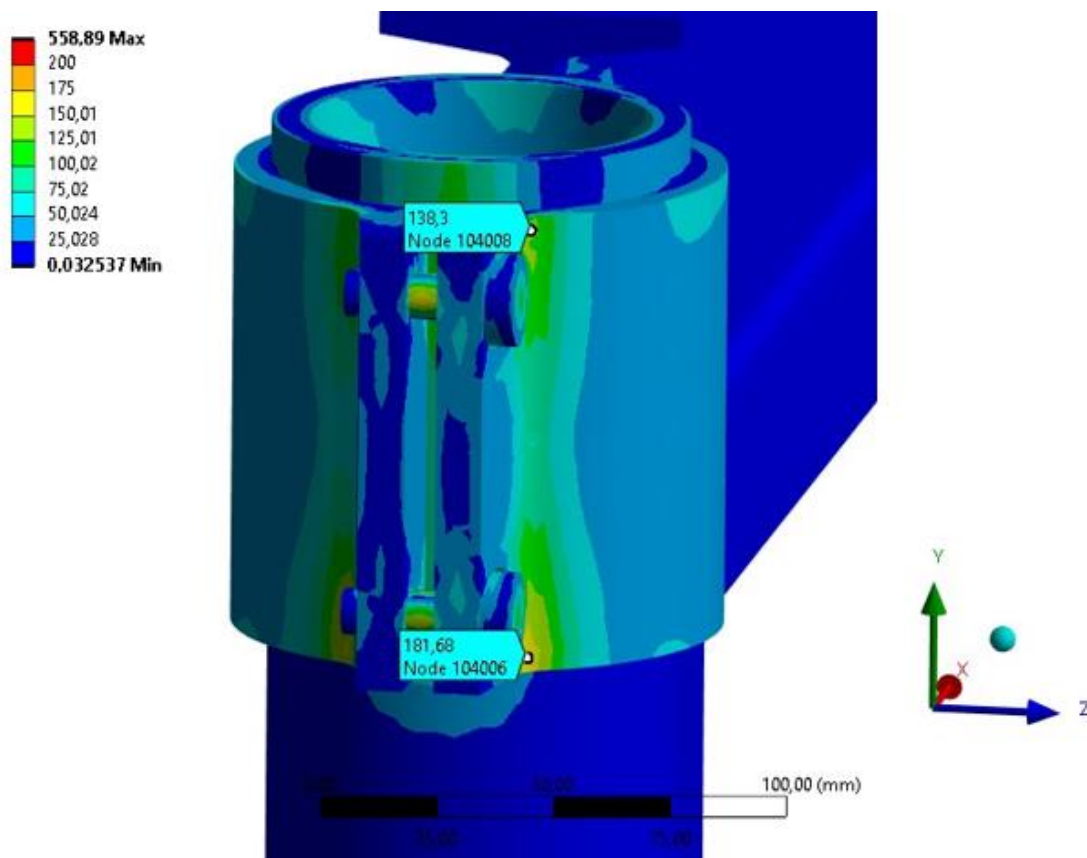
Obr. 58 Okrajové podmínky pro výpočet MKP nosných trubek a horní příčky

5.2.1 CELKOVÉ NAPĚTÍ VON MISES

Z obrázku č. 59 je zřejmé, že největší napětí se nachází v oblasti objímek a šroubových spojů objímek s I profilem. Napětí v dalších částech zařízení dosahuje maximálně 45 MPa, což nepředstavuje žádné riziko plastické deformace či vzniku trhliny v rámu.

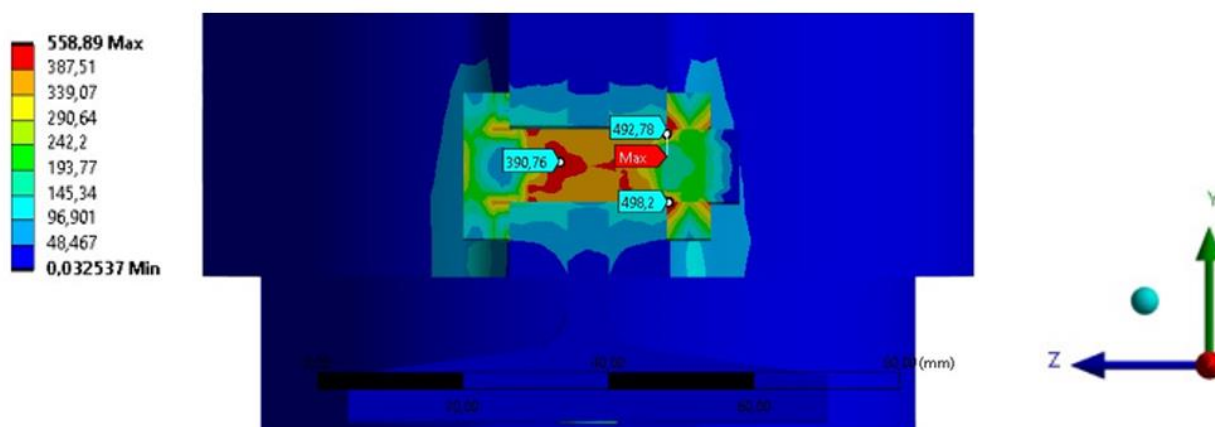


Obr. 59 Rozložení napětí Von mises v nosných trubkách a horní příčce



Obr. 60 Napětí Von mises v objímce horní příčky

Maximální napětí v objímce rámu dosáhlo hodnoty 182 MPa. Při použití materiálu S355J2, který má mez kluzu 355 MPa, je v tomto místě koeficient bezpečnosti $k = 1,95$.

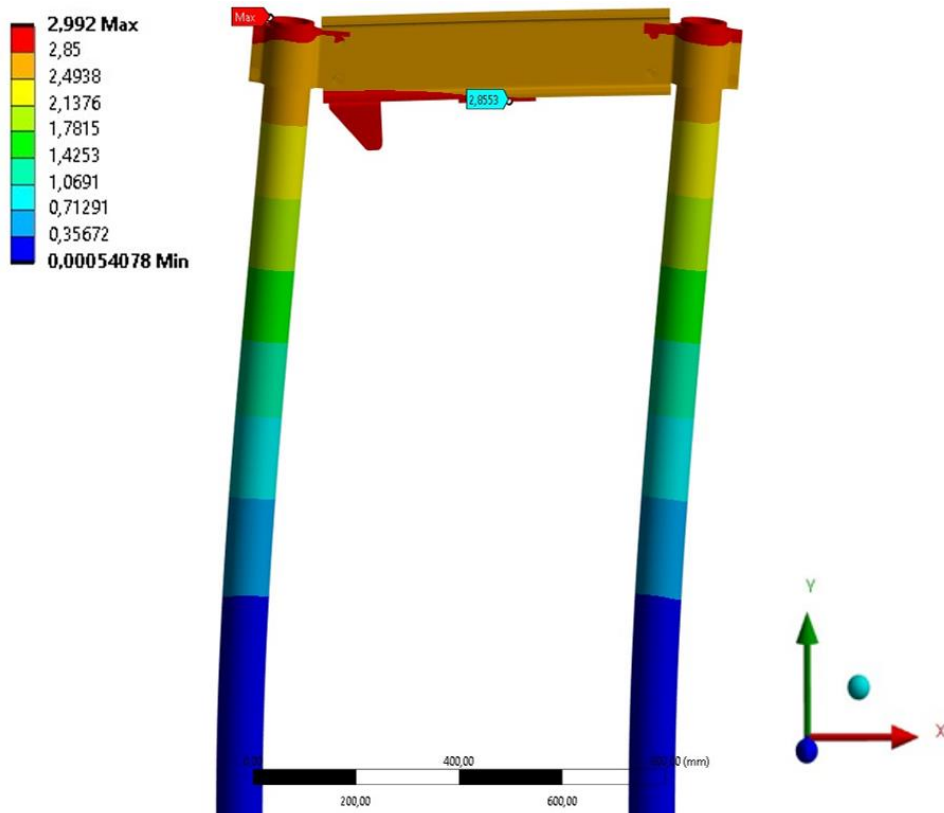


Obr. 61 Místo s nejvyšším napětím Von mises

Nejvyšší hodnota napětí se stejně jako v případě MKP výpočtu stolu zařízení objevila v místě kontaktu šroubu s maticí, u kterého se jedné pouze o zjednodušenou reprezentaci, a této hodnotě tak nemůže být přikládána velká váha. Z obrázku č. 61 je patrné, že maximální hodnoty napětí v tomto místě se pohybují v rozmezí 400–500 MPa. Při smluvní mezi kluzu šroubu 640 MPa (s označením pevnosti 8,8) má tento spoj koeficient bezpečnosti $k = 1,3$.

5.2.2 ANALÝZA DEFORMACE HORNÍ PŘÍČKY A NOSNÝCH TRUBEK

Posledním zjištěnou hodnotou byla hodnota deformace sestavy nosných trubek a příčky z I profilu při zatížení zařízení. Maximální deformace rámu, v místě uchycení kolejnice, která plní funkci vedení snímače síly při stlačení tlumiče, je přibližně 2,85 mm.



Obr. 62 Deformace nosných trubek a horní příčky

Tato deformace při zatížení zařízení je opačné orientace, než je deformace stolu, tudíž se tyto deformace sčítají. Vzájemné posunutí středu stolu a středu kolejnice, je přibližně 3,7 mm.

ZÁVĚR

Tématem této diplomové práce byl konstrukční návrh zařízení pro měření tření v tlumičové vzpěře typu MacPherson. Výslednému návrhu předcházely průzkum trhu s testovacími zařízeními, přičemž nebylo nalezeno žádné zařízení, které by tlumičovou vzpěru zatěžovalo stejným způsobem jako při provozu vozidla.

Další část práce byla věnována popisu zavěšení MacPherson a jeho porovnání s dalšími používanými typy zavěšení. Bylo popsáno, jaké konstrukce tlumičů se v zavěšení typu MacPherson používají, ve kterých kontaktech částí tlumiče vzniká tření, a jaké opatření se používají pro jeho eliminaci.

Následovala multibody simulace vybraných jízdních simulací, ze kterých byla zjištěna velikost sil působících na tlumič a na základě výsledků této simulace byly zvoleny parametry, které by mělo mít konstruované zařízení.

Konstrukční návrh a princip jeho funkce byl detailně popsán a pro nejnamáhavější části zařízení byla následně provedena konečnoprvková analýza, která odhalila místa s nejvyšším napětím, které ale nepředstavují riziko pro funkčnost zařízení.

Práce přispěla k lepšímu porozumění vlivům tření v zavěšení MacPherson a poskytla praktický nástroj pro jeho měření a analýzu. Tento výzkum umožní další optimalizaci konstrukce tlumičových vzpěr s cílem snížit tření a zlepšit jízdní vlastnosti vozidel.

Další fází vývoje tohoto zařízení by byl návrh a naprogramování řídicího softwaru zařízení. Pro tyto účely by bylo vhodné použít software ctrlX DRIVE od dodavatele použitých elektromechanických válců Bosch Rexroth, vyvinutý pro potřeby řízení servomotorů s označením MS2N, který umožňuje propojení s externí jednotkou PLC, která by zpracovávala signály ze snímačů síly.

Následně by bylo dobré sestavit funkční prototyp zařízení, na kterém by bylo možné otestovat navržené řešení a případně upravit jeho nedostatky, které nebyly odhaleny při jeho návrhu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [2] REIMPELL, Prof. Dipl.-Ing. Jornsen; STOLL, Dipl.-Ing. Helmut a BETZLER, Prof. Dr.-Ing. Jurgen W. *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. Second edition. Society of Automotive Engineers, Inc., 2001. ISBN 0 7680 06570.
- [3] ŠKODA FABIA RS Rally2 – Press Kit. online. In: Škoda Storyboard. Dostupné z: <https://www.skoda-storyboard.com/en/press-kits/skoda-fabia-rs-rally2-press-kit/>. [cit. 2024-05-23].
- [4] JAN, Zdeněk; ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA, Jiří. *Automobily*. 5. vydání. Brno: Avid, spol. s r.o., 2016. ISBN 978-80-87143-36-0.
- [5] DIXON, John C. *Tires, Suspension and Handling*. Second Edition. London: Society of Automotive Engineers, Inc., 1996. ISBN 978-7680-6289-2.
- [6] Suspension Strut Bearings: Rolling Bearings and Components for Passenger Car Chassis. online. In: . Herzogenaurach: INA-Schaeffler KG, 2002, s. 15. Dostupné z: https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/api/downloads_13/api08_de_us.pdf. [cit. 2024-05-23].
- [7] LEMFÖRDER 38182 01 Ridici paka, zaveseni kol přední osa, levá, příčné rameno, ocelový plech. online. In: Autodoc.cz. Dostupné z: <https://www.autodoc.cz/lemforder/9663775>. [cit. 2024-05-23].
- [8] Těhlice Pravá - Octavia 3, Superb 3, Karoq - originál. online. In: Vsaparts.cz. Dostupné z: <https://www.vsaparts.cz/tehlice-p--567>. [cit. 2024-05-24].
- [9] BC Racing Mcpherson Strut Lower Base Mount - V1/BR/DS/RM Design. online. In: BC Racing. Dostupné z: <https://bcracing.com.au/products/bc-racing-v1-br-ds-rm-design-replacement-lower-base-mount-front-or-rear>. [cit. 2024-05-23].
- [10] Öhlins ALR TTX. online. In: Ohlinscommunity.com. Dostupné z: <http://www.ohlinscommunity.com/brand-offroad-rally-sg>. [cit. 2024-05-23].
- [11] EXT WRC. online. In: Extreme Racing Shox. Dostupné z: <https://ext-edms.extremeshox.com/product/ext-wrc-dampers/>. [cit. 2024-05-23].
- [12] CLEMENS, Deubel a GÜNTHER, Prokop. Friction of a MacPherson suspension system at various load cases. *Journal of Vibration and Control*. 2022, roč. 2022, s. 13.
- [13] HERZOG, Ludwig a AUGSBURG, Klaus. Study on Friction in Automotive Shock Absorbers Part 2: Validation of Friction Simulations via Novel Single Friction Point

- Test Rigs. online. *Vehicles*. 2021, roč. 3, č. 2, s. 197-211. ISSN 2624-8921. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/vehicles3020013>. [cit. 2024-05-23].
- [14] *KW Competition 3A*. online. In: KW automotive UK Ltd. Dostupné z: https://www.kwsuspensions.co.uk/racing/competition_3a. [cit. 2024-05-23].
- [15] CLEMENS, Deubel; HANNES JOCHEN, Vincenz a GÜNTHER, Prokop. Shock absorber friction testing on a MacPherson suspension considering realistic mounting situation. *Journal of Vibration and Control*. 2022, s. 13.
- [16] RYU, Y. I.; KANG, D. O.; HEO, S. J.; YIM, H. J. a JEON, J. I. Development of analytical process to reduce side load in strut-type suspension. *Springer*. 2009, roč. 2010, č. 24, s. 6.
- [17] LIU, J.; ZHANG, D. J.; YU, F. a LOU, L. M. Optimized design for a MacPherson strut suspension with side load springs. *International Journal of Automotive Technology*,. 2008, roč. 2008, č. 9, s. 7.
- [18] Adams 2021.0.2 - Adams Tire User's Guide. online. In: *Hexagonmi.com*. Dostupné z: https://help-be.hexagonmi.com/bundle/Adams_2021.0.2_Adams_Tire_User_Guide/raw/resource/enus/Adams_2021.0.2_Adams_Tire_User_Guide.pdf. [cit. 2024-05-23].
- [19] *Zpomalovací prah pro rychlost do 20 km/h, průběžný díl 500 mm, barva černá*. online. In: EMPORO.cz. Dostupné z: <https://www.emporo.cz/v/1356916>. [cit. 2024-05-23].
- [20] *Damper Performance & Quality Test Systems*. online. In: MTS.com. Dostupné z: <https://www.mts.com/en/products/automotive/damper-test-systems/damper-performance-test-systems>. [cit. 2024-05-23].
- [21] CTS EUROPE S.R.O., . *Shock Absorber Test Rigs*. online. In: INOVA - Testing systems. Dostupné z: <https://www.inova.cz/en/products/special-purpose-test-rigs/shock-absorber-test-rigs>. [cit. 2024-05-23].
- [22] S.R.O., Optimus. *Ferona Online*. online. In: . Dostupné z: <https://online.ferona.cz/>. [cit. 2024-05-23].
- [23] *Nerezové lano vazba 7X19 měkké nerez A4 - AISI 316*. online. In: Atilashop.cz. Dostupné z: <https://www.atilashop.cz/nerezove-lano-vazba-7x19-mekke-nerez-a4-aisi-316/>. [cit. 2024-05-23].
- [24] *K 18X24X13 Single row needle roller and cage assembly*. online. In: SKF. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/needle-roller-bearings/needle-roller-and-cage-assemblies/productid-K%2018X24X13>. [cit. 2024-05-23].

- [25] *Zvedací kolečko s patkou - W220.A90.062*. online. In: Kolapirkl.cz. Dostupné z: <https://www.kolapirkl.cz/zvedaci-kolecko-s-patkou-w220-a90-062>. [cit. 2024-05-23].
- [26] *Load Cell Accuracy*. online. In: Futek.com. Dostupné z: <https://www.futek.com/load-cell-accuracy>. [cit. 2024-05-23].
- [27] *Universal Pancake Load Cell LCF 450*. online. In: Nenalezený vydavatel. Dostupné z: <https://www.futek.com/store/load-cells/universal-pancake-load-cells/universal-pancake-LCF450/FSH04171>. [cit. 2024-05-23].
- [28] *Miniature Threaded In Line Load Cell LCM 300*. online. In: Futek.com. Dostupné z: <https://www.futek.com/store/load-cells/threaded-in-line-load-cells/miniature-threaded-in-line-LCM300/FSH03933>. [cit. 2024-05-23].
- [29] *CytoMotion Kompaktní samostatný aktuátor*. online. In: Bosch Rexroth. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/cs/cz/connected-hydraulics/produkty/cytmotion/>. [cit. 2024-05-23].
- [30] *Válec dle norem DDPC-Q-100-250-PA*. online. In: Festo CZ. Dostupné z: https://www.festo.com/cz/cs/p/valce-podle-norem-s-odmerovanim-polohy-id_DDPC/. [cit. 2024-05-23].
- [31] *Systém pro řízení pohonů CPX-CMAX*. online. In: Festo CZ. Dostupné z: https://www.festo.com/cz/cs/p/system-pro-řízení-pohonu-id_CPX_CMAX/. [cit. 2024-05-23].
- [32] *Elektromechanické válce EMC*. online. In: Bosch Rexroth. Dostupné z: https://store.boschrexroth.com/Line%C3%A1rn%C3%AD-technika/Elektromechanick%C3%A9-v%C3%A1lce/Elektromechanick%C3%A9-v%C3%A1lce-EMC?cclcl=cs_CZ&cartId=34b957e1-8bda-48a5-b787-c12e1dcedf01&reloaded=true. [cit. 2024-05-23].
- [33] *MS2S Synchronous Servomotors*. online. In: Bosch Rexroth Česká republika. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/cs/cz/media-details/>. [cit. 2024-05-23].
- [34] *REGULÁTOR XCD2-W2323ARN-01AETTOECNN-S03RSN2NNNN0NN*. online. In: Bosch Rexroth. Dostupné z: https://store.boschrexroth.com/Automatizace/Pohony/ctrlX-DRIVE/Dvouos%C3%A9-m%C4%9Bni%C4%8De-XCD/REGUL%C3%81TOR_R911411248?cclcl=cs_CZ&cartId=34b957e1-8bda-48a5-b787-c12e1dcedf01&reloaded=true. [cit. 2024-05-23].
- [35] *Kuličková vedení Compact Line*. online. In: Bosch Rexroth. Dostupné z: https://store.boschrexroth.com/Line%C3%A1rn%C3%AD-technika/Line%C3%A1rn%C3%AD-veden%C3%AD/Kuli%C4%8Dkov%C3%A1-veden%C3%AD-Compact-Line?cclcl=cs_CZ&cartId=34b957e1-8bda-48a5-b787-c12e1dcedf01&reloaded=true. [cit. 2024-05-23].

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

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

<i>ČSN</i>		Český technický standard
<i>DIN</i>		Německý institut pro normy a standardizace
F_1	[N]	Síla působící na horní vozík
F_2	[N]	Síla působící na dolní vozík
$F_{A,y}$	[N]	Síla v uchycení kyvného ramene ke karoserii v ose y
$F_{A,z}$	[N]	Síla v uchycení kyvného ramene ke karoserii v ose z
$F_{B,y}$	[N]	Síla působící na kulový čep v ose y
$F_{B,z}$	[N]	Síla působící na kulový čep v ose z
F_L	[N]	Boční síla působící v horním uložení tlumiče měřícího zařízení
F_{MAX}	[N]	Maximální síla
F_{MAX0}	[N]	Maximální síla při nulových otáčkách servomotoru
$F_{S,g}$	[N]	Síla působící v horním uložení tlumiče kolmo na tlumič
$F_{t,y}$	[N]	Síla působící v horním uložení tlumiče v ose y
$F_{t,z}$	[N]	Síla působící v horním uložení tlumiče v ose z
$F_{w,y}$	[N]	Síla v kontaktu pneumatiky s vozovkou v ose y
$F_{w,z}$	[N]	Síla v kontaktu pneumatiky s vozovkou v ose z
G_a	[-]	Koeficient nerovnosti střední amplitudy a střední vlnové délky
G_e	[-]	Koeficient nerovnosti velké amplitudy a malé vlnové délky
G_s	[-]	Koeficient nerovnosti malé amplitudy a velké vlnové délky
<i>ISO</i>		Mezinárodní organizace pro normalizaci
k	[-]	Koeficient bezpečnosti
L_1	[m]	Vzdálenost středu horního vozíku od horního uložení tlumiče
L_2	[m]	Vzdálenost středů vozíků lineárního vedení stolu
M_0	[N·m]	Moment servomotoru při nulových otáčkách
<i>MKP</i>		Metoda Konečných Prvků
M_{MAX}	[N·m]	Maximální moment servomotoru
<i>PTFE</i>		Polytetrafluoretylen (teflon)
<i>SUV</i>		Sport Utility Vehicle
<i>WRC</i>		World Rally Championship
<i>WTCC</i>		World Touring Car Championship
δ	[°]	Úhel vychýlení osy tlumiče od osy vozu z